

DIAGNOZA - GENEZA - PROGNOZA => PODSTAWA KAŻDEJ DECYZJI

Polskie
Towarzystwo
Diagnostyki
Technicznej

afiliowane przy

Wydziale Nauk
Technicznych
Polskiej Akademii Nauk

D Diagnostyka

ISSN 641-6414



VOL. 28

2003 r.

Spis treści

Słowo Redaktora Naczelnego	5
----------------------------------	---

INFORMACJE PTDT

Protokół z obrad V Walnego Zjazdu PTDT	5
Komunikat Redakcji strony internetowej PTDT	7
Uchwała ZG PTDT o odpłatności publikowania artykułów w <i>Diagnostyce</i>	7
Wymagania redakcyjne	8

ARTYKUŁY GŁÓWNE

Rafał BRUDZIK, Jan FILIPCZYK – Wydział Transportu Politechniki Śląskiej	9
<i>Diagnostowanie układu hamulcowego samochodów osobowych z regulatorami siły hamowania.</i>	
<i>Diagnosing of passenger car's brake control system with brake force regulator.</i>	
Anna PRÓŃSKA – Instytut Maszyn Przepływowych PAN	13
<i>Wpływ uszczelnień labiryntowych na własności dynamiczne dużych maszyn energetycznych.</i>	
<i>Influence of labyrinth sealings on the dynamics state of large power set.</i>	
Henryk MADEJ, Piotr CZECH, Łukasz KONIECZNY – Wydział Transportu Politechniki Śląskiej	17
<i>Wykorzystanie dyskryminant bezwymiarowych w diagnostyce przekładni zębatych.</i>	
<i>Use of the Nondimensional Discriminants for Gearbox Diagnostics.</i>	
Jerzy SZKODA – Katedra Eksploatacji Pojazdów i Maszyn UWM w Olsztynie	23
<i>Diagnostowanie jakości partii wyrobów metodą statystycznej kontroli odbiorczej z oceną alternatywną.</i>	
<i>Diagnosing the articles lot quality based on statistical reception inspection with alternative estimation.</i>	
Piotr KRZYWORZEKA, Witold CIOCH – Katedra Mechaniki i Wibroakustyki, AGH w Krakowie	29
<i>Modulacje niezamierzone w diagnostowaniu głośnika</i>	
<i>Speaker diagnostics using spontaneous modulations effects</i>	
Piotr KRZYWORZEKA – Katedra Mechaniki i Wibroakustyki, AGH w Krakowie	37
<i>Synchronizm niezamierzony w maszynach</i>	
<i>Spontaneous synchronism in rotating machinery</i>	
Sławomir WIERZBICKI – Katedra Eksploatacji Pojazdów i Maszyn, UWM w Olsztynie	47
<i>Procedury diagnostowania pojazdów samochodowych zgodnych z normą OBD II</i>	
<i>Diagnosing procedures of vehicle compatible with standard OBD II</i>	
Paweł SZCZEPAŃSKI – Instytut Systemów Uzbrojenia WAT	53
<i>Funkcjonalna struktura niezawodnościowa obiektu na przykładzie diagnostowania szeregowo połączonych elementów</i>	
<i>Functional object infallibility structure on the example of Diagnostics made for elements connected in series</i>	
Tomasz BARSZCZ, Piotr CZOP, Tadeusz UHL - Akademia Górniczo-Hutnicza Kraków	63
<i>Metody identyfikacji systemów w diagnostyce układów regulacji turbin</i>	
<i>System identification methods in steam turbine control system diagnostics</i>	
Paweł MIKOŁAJCZAK, Arkadiusz RYCHLIK – UWM w Olsztynie	79
<i>Metoda wyznaczania wartości ostrzegawczych i kontrolnych sygnału diagnostycznego z wykorzystaniem kart kontrolnych Shewharta</i>	
<i>Warning and control values estimation method of vibration signal with Shewhart control cards</i>	
Zbigniew KORCZEWSKI – Akademia Marynarki Wojennej, Instytut Technicznej Eksploatacji Okrętów	87
<i>Metoda diagnostowania silników okrętowych z turbodoładowaniem na podstawie wyników badania procesów gazodynamicznych w układzie spalin wylotowych</i>	
<i>Diagnosing marine supercharging diesel engine on the basis of research results of gasdynamical processes within the exhaust system</i>	

WARTO PRZECZYTAĆ

W. Batko, A. Mikulski „ <i>Nowe metody badawcze w rozpoznawaniu uszkodzeń lin stalowych</i> ”	96
W. Bartelmus „ <i>Computer aided multistage gearbox diagnostic inference by computer simulation</i> ”	96
P. Bielawski „ <i>Elementy diagnostyki drganiowej mechanizmów tłokowo-korbowych maszyn okrętowych</i> ”	97

KONFERENCJE

Ogólnopolskie Sympozjum „ <i>Diagnostyka Maszyn</i> ”	97
VI Krajowa Konferencja Naukowo-Techniczna „ <i>Diagnostyka Procesów</i> ”	99

DIAGNOZOWANIE UKŁADU HAMULCOWEGO SAMOCHODÓW OSOBOWYCH Z REGULATORAMI SIŁY HAMOWANIA

Rafał BURDZIK

Politechnika Śląska, Wydział Transportu, Katedra Budowy Pojazdów Samochodowych
40-019 Katowice ul. Krasińskiego 8, email: burdzik@polsl.katowice.pl

Jan FILIPCZYK

Politechnika Śląska, Wydział Transportu, Katedra Eksploatacji Pojazdów

Streszczenie

Powodem, dla którego zainteresowano się analizą możliwości diagnozowania układów hamulcowych z uwzględnieniem działania regulatorów rozkładu sił hamowania pomiędzy osie pojazdu, była chęć udoskonalenia metodyki badań tego układu. Obecnie jako kryteria jego oceny podczas okresowych badań kontrolnych przyjęto wskaźnik skuteczności hamowania oraz równomierność sił hamowania kół poszczególnych osi. Nie uwzględnienie w pomiarach działania regulatorów powoduje, że obliczeniowy wskaźnik skuteczności hamowania osiąga o wiele za duże wartości. Skutkiem tego może być dopuszczenie do ruchu pojazdu, którego rzeczywisty wskaźnik skuteczności hamowania nie jest wystarczający. W wyniku przeprowadzonych badań opracowano metodykę diagnozowania układu hamulcowego, która pozwala sprawdzić poprawność działania korektorów sił hamowania zabudowanych w pojeździe.

Słowa kluczowe: układ hamulcowy, regulator siły hamowania, wskaźnik skuteczności hamowania.

DIAGNOSING OF PASSENGER CAR'S BRAKE CONTROL SYSTEM WITH BRAKE FORCE REGULATOR

Summary

The reason of interests in analysis brake control system with taking in considering brake force regulator working diagnosing was wish to improve research methodic of this system. Presently during the routine test of cars it used to accept as the criteria of estimates braking efficiency index and evenness of brake force among wheels on the same axle. Computational braking efficiency index will obtain to high level unless take into consideration operation of regulator in results. It can be admission for traffic vehicles which braking efficiency index are not enough as the results such procedure. It process methodic of diagnosing of passenger car's brake control system with brake force regulator in result of carried research.

Keywords: brake control system, brake force regulator, braking efficiency index.

1. WPROWADZENIE

Diagnostyka pojazdów samochodowych jest bardzo istotnym zagadnieniem ponieważ umożliwia ona wykrycie występujących usterek, a także zapobieganie ich wystąpienia. W stacjach kontroli pojazdów najważniejszym etapem badań jest diagnostyka bezpieczeństwa, czyli kontrola poprawności działania układów odpowiedzialnych za bezpieczeństwo podczas użytkowania samochodów. Układ hamulcowy należy do najważniejszych elementów pojazdu, a jego prawidłowe i skuteczne funkcjonowanie jest podstawą bezpieczeństwa ruchu drogowego. Wymagania wobec ich określa Rozporządzenia Ministra Transportu i Gospodarki Morskiej z dnia 31 grudnia 2002 r. W sprawie warunków technicznych pojazdów oraz zakresu ich niezbędnego

wyposażenia. Dz. U. Nr 32 poz. 262, 26 luty 2003 [1]. Niewłaściwe stosowanie zaleceń zawartych w metodyce przeprowadzania badań lub zła interpretacja wyników pomiarów bywa często powodem nieporozumień lub złej oceny stanu technicznego układu hamulcowego. Coraz częściej można spotkać się z opiniami, że badanie układów hamulcowych na urządzeniach kontrolnych lub podczas próby drogowej jest subiektywne. Wyniki badań na poszczególnych urządzeniach nawet tego samego producenta są nieporównywalne. Opinie takie najczęściej wynikają ze złej interpretacji zaleceń zawartych w metodyce lub nieznamomości zagadnień związanych z budową i diagnozowaniem pojazdów. Podstawowym błędem podczas okresowych badań kontrolnych pojazdów jest ograniczenie badań do pomiaru sił hamowania na kołach, najczęściej przeprowadzonego

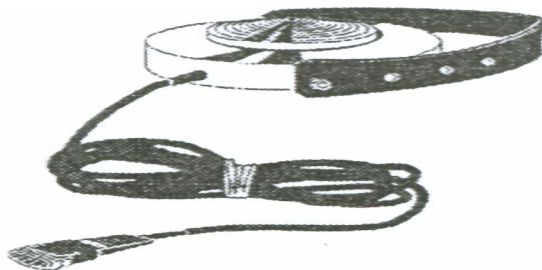
nieprawidłowo [2] na niedociążonym pojeździe i bez czujnika siły nacisku na pedał hamulca (rys. 1.).

Należy także uwzględnić działanie urządzeń dodatkowych, wspomagających proces hamowania, takich jak np. korektory sił hamowania. Uwzględnianie ich działania jest konieczne do prawidłowej oceny całego układu i możliwe do wykonania bez modyfikacji oprzyrządowania stanowiska pomiarowego. W artykule przedstawiono metodykę diagnozowania układów hamulcowych, która pozwala na obserwację działania regulatorów sił hamowania zabudowanych w pojeździe.

2. BADANIA

Badania zostały przeprowadzone na stacji kontroli pojazdów tylko przy pomocy urządzeń stanowiących podstawowe wyposażenie tej stacji, takich jak urządzenie rolkowe do pomiaru sił hamowania na kołach, opóźniomierz i miernik nacisku na pedał hamulca. Diagnostowano samochody osobowe z hydraulicznym układem hamulcowym. Zakres badań obejmował pomiar sił hamowania na kołach za pomocą urządzenia rolkowego IW 2 (rys. 2.). Na czas badań w pojazdach zamontowano miernik nacisku na pedał hamulca. Pomiaru dokonywano oddzielnie dla kół osi przedniej i osi tylnej pojazdu:

- bez dodatkowego obciążenia,
- dla zadanych obciążeń przyłożonych w okolicach tylnej osi pojazdu.



Rys. 1. Miernik nacisku na pedał hamulca



Rys. 2. Pojazd na urządzeniu rolkowym IW2 EUROSISTEM firmy MAHA.

Urządzenie to umożliwia, poprzez pomiar sił hamujących, sprawdzenie skuteczności działania

hamulców pojazdów, wyposażonych w hydrauliczne układy hamulcowe, o dopuszczalnej masie całkowitej do 3,5 t. Aby urządzenie do badania hamulców umożliwiała uzyskiwanie wiarygodnych wyników pomiarów, metoda pomiarowa powinna w jak najwierniejszy sposób odzwierciedlać rzeczywisty przebieg procesu hamowania pojazdu na drodze. Jednocześnie uzyskane przy jego pomocy wyniki powinny w sposób jednoznaczny umożliwić ocenę układu hamulcowego.

Stanowisko IW2 należy do grupy stanowisk rolkowych i wykorzystuje quasi - statyczną metodę kontroli hamulców. Zasada działania quasi-statycznego urządzenia rolkowego sprowadza się do pomiaru siły stycznej do rolki napędzającej z niewielką prędkością obrotową (5 km/godz) hamowane koło samochodu. Jak więc widać metoda ta dalece odbiega od rzeczywistych warunków towarzyszących hamowanemu pojazdowi. Najistotniejszą różnicą jest brak dynamicznych skutków hamowania pojazdu na stanowisku rolkowym. Nie uwzględnia się przechyłów nadwozia i dociążania przedniej osi samochodu, które mają duży wpływ na proces hamowania w warunkach rzeczywistych. Właśnie te czynniki powodują rozpoczęcie pracy regulatorów sił hamowania sterowanych ugięciem zawieszenia lub zaworem bezwładnościowym.

3. WYNIKI BADAŃ

Przedstawiono tu wybrane wyniki uzyskane podczas badań samochodu marki Daewoo Tico. Każdy z pomiarów dokonywano w podobnych warunkach przy pracującym i niepracującym silniku, co odpowiada włączonemu i wyłączonemu mechanizmowi wspomagającemu siłę nacisku na trzpień pompy hamulcowej (tzw. serwo).

Tablica 1. Wyniki badania skuteczności hamowania na stanowisku rolkowym

nacisk na pedał	obciążenie tylnej osi 100 kg							
	z serwem				bez serwa			
	przód	tył	przód	tył	przód	tył	przód	tył
	k. Lewe	k. Prawe	k. Lewe	k. Prawe	k. Lewe	k. Prawe	k. Lewe	k. Prawe
0	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
20	0,08	0,08	0,12	0,12	0,08	0,08	0,17	0,20
40	0,45	0,45	0,22	0,26	0,45	0,45	0,27	0,29
60	0,82	0,78	0,38	0,38	0,75	0,70	0,38	0,38
80	1,46	1,46	0,40	0,40	1,38	1,38	0,48	0,48
100	1,54	1,56	0,45	0,45	1,52	1,54	0,48	0,52
120	1,63	1,67	0,46	0,42	1,61	1,64	0,48	0,52
130	1,68	1,71	0,45	0,52	1,65	1,68	0,47	0,51
170	1,82	1,88	0,52	0,56	1,82	1,88	0,48	0,46
180			0,57	0,60			0,49	0,46
200			0,60	0,55			0,56	0,55
220			0,52	0,52			0,60	0,62
245			0,70	0,62			0,60	0,57
300			0,70	0,70			0,59	0,59
350			0,71	0,71			0,66	0,59
400			0,80	0,80			0,76	0,70
450			0,88	0,84			0,88	0,80
480			0,92	0,75			0,85	0,85
530			0,96	0,80			0,80	0,76
585			1,02	1,02			1,04	0,99
610			1,05	0,90				
645			1,15	1,06				
665								

Jednostki w tablicy:

- nacisk na pedał hamulca [N]

- siła hamowania odczytana z urządzenia rolkowego [kN]

Dla wyników uzyskanych podczas badań pojazdu wyznaczamy wykresy obrazujące narastanie sumarycznej siły hamowania poszczególnych osi w stosunku do narastającej wielkości nacisku na pedał hamulca. Korzystamy z zależności:

$$S_{hp} = S_{hpl} + S_{hpp} \quad (1)$$

$$S_{ht} = S_{htl} + S_{htp} \quad (2)$$

gdzie:

S_{hp} – sumaryczna siła hamowania kół osi przedniej,

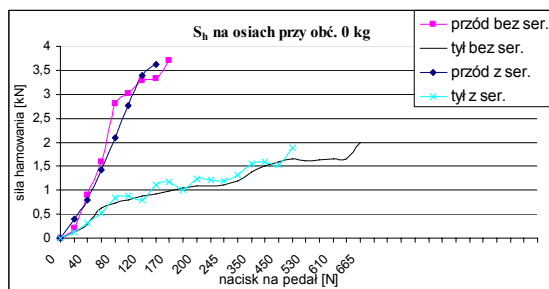
S_{hpl} – siła hamowania lewego koła osi przedniej,

S_{hpp} – siła hamowania prawego koła osi przedniej,

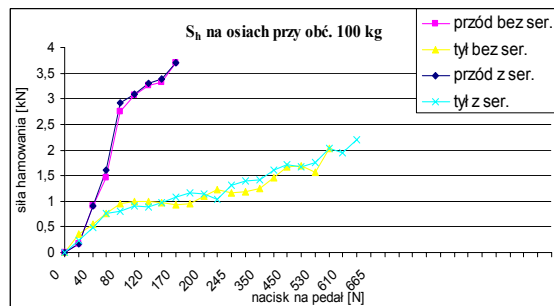
S_{ht} – sumaryczna siła hamowania kół osi tylnej,

S_{htl} – siła hamowania lewego koła osi tylnej,

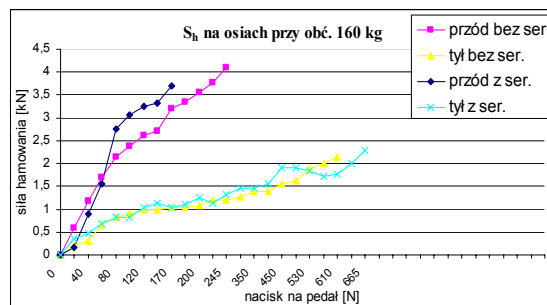
S_{htp} – siła hamowania prawego koła osi tylnej,



Rys. 3. Narastanie siły hamowania poszczególnych osi Daewoo Tico z włączonym i wyłączonym serwem bez dodatkowego obciążenia.



Rys. 4. Narastanie siły hamowania poszczególnych osi Daewoo Tico z włączonym i wyłączonym serwem ze 100kg dodatkowego obciążenia.

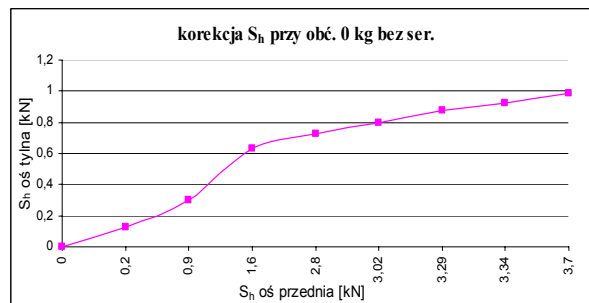


Rys. 5. Narastanie siły hamowania poszczególnych osi Daewoo Tico z włączonym i wyłączonym serwem ze 160kg dodatkowego obciążenia.

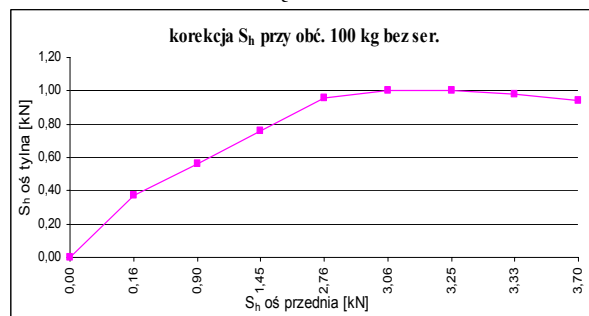
Dla wyników uzyskanych podczas badań pojazdu z wyłączonym urządzeniem wspomagającym bez dodatkowego obciążenia oraz z dodatkowym obciążeniem wartości 100 kg zsumowano siły hamowania kół osi przedniej i osi tylnej, wyznaczono funkcję zależności siły hamowania osi tylnej względem siły hamowania osi przedniej badanego pojazdu:

$$f(S_{hp}) = S_{ht} \quad (3)$$

Funkcja ta przedstawia korekcje siły hamowania. Wykresy takie obrazują prawidłowość działania regulatorów sił hamowania.



Rys. 6. Empirycznie uzyskana charakterystyka pracy regulatora sił hamowania samochodu marki Daewoo Tico badanego bez dodatkowego obciążenia.



Rys. 7. Empirycznie uzyskana charakterystyka pracy regulatora sił hamowania samochodu marki Daewoo Tico badanego ze 100kg dodatkowego obciążenia.

4. ANALIZA I WNIOSKI

We wszystkich analizowanych przypadkach, zgodnie z wymogami, najpierw blokowały się koła osi przedniej, czyli został spełniony warunek stateczności podczas hamowania. Podczas badań przy włączonym silniku nieobciążonego (tylko z kierowcą) Daewoo Tico koła osi przedniej zablokowały się przy nacisku na pedał hamulca równym 130 N, odczytano siłę hamowania kół osi przedniej 3,63 kN. Przy takim samym nacisku na pedał hamulca siła hamowania kół osi tylnej wyniosła zaledwie 1,1 kN, zaś ich blokowanie nastąpiło przy nacisku 480 N. Na wykresach ilustrujących siłę hamowania osiągniętą na poszczególnych osiach widzimy, że niezależnie od obciążenia, zawsze siła hamowania osi przedniej narasta szybciej niż osi tylnej. Innymi słowy krzywa siły hamowania osi przedniej znajduje się nad krzywą siły hamowania osi tylnej. Takie zachowanie się siły hamowania jest skutkiem konstrukcji elementów układu hamulcowego (stała korekcja) i działania regulatorów siły hamowania osi pojazdu. Wykresy przedstawiające korekcję sił hamowania, czyli siły hamowania osi tylnej w funkcji siły hamowania osi przedniej pokazują jak zachowują się te siły w zależności od zadanego obciążenia tylnej osi pojazdu.

Jak widać możliwe jest uwzględnianie podczas diagnozowania układu hamulcowego pojazdów samochodowych działania regulatora sił hamowania. Ma to istotny wpływ na wynik badań szczególnie gdy nie zostanie osiągnięty wymagany wskaźnik skuteczności hamowania dla danego typu pojazdów. W takim przypadku diagnosta powinien sprawdzić obliczeniowy wskaźnik skuteczności hamowania zgodnie z Rozporządzenia Ministra Transportu i Gospodarki Morskiej w sprawie sposobu badania skuteczności i równomierności działania hamulców. Wskaźnik ten oblicza się stosując metodę ekstrapolacji, która zakłada liniową zależność siły hamowania od wartości nacisku na pedał hamulca. Uzyskany w ten sposób wynik osiąga wartości, których w rzeczywistości nie jesteśmy w stanie osiągnąć ponieważ działanie regulatorów sił hamowania i urządzeń wspomagających siłę nacisku na trzpień pompy hamulcowej sprawia, że zależność siły hamowania od wartości nacisku na pedał hamulca nie ma charakteru liniowego.

5. PODSUMOWANIE

Uzyskane wyniki badań potwierdzają poprawność i przydatność użytej metody postępowania w diagnostyce układów hamulcowych pojazdów samochodowych.

Istnieje możliwość poszerzenia zakresu badań kontrolnych układów hamulcowych i to bez konieczności modyfikacji stanowisk diagnostycznych, co wykazała analiza badań. Można w sposób zaprezentowany powyżej uzyskać wykres

ilustrujący narastanie siły hamowania osi tylnej w funkcji siły hamowania osi przedniej i ocenić na jego podstawie stopień korekcji sił hamowania za który odpowiedzialny jest regulator sił hamowania. Na wydruku wyników badań układu hamulcowego w stacji kontroli pojazdów zamieszczony jest wykres sił hamowania poszczególnych kół. Na podstawie tego wykresu należy wyliczyć sumę sił hamowania osi przedniej i tylnej. Następnie zbudować funkcję narastania siły hamowania osi tylnej odpowiadającej narastaniu siły hamowania osi przedniej. Celowe jest stosowanie czujników nacisku na pedał hamulca ponieważ wartości te są doskonałym punktem odniesienia podczas konstruowania tego wykresu.

LITERATURA

- [1] Rozporządzenia Ministra Transportu i Gospodarki Morskiej z dnia 31 grudnia 2002 r. W sprawie warunków technicznych pojazdów oraz zakresu ich niezbędnego wyposażenia. Dz. U. Nr 32 poz. 262, 26 lutego 2003
- [2] Filipczyk J.: Okresowe badania kontrolne układów hamulcowych. „Konferencja Hamulcowa”. Łódź 2001.



Mgr inż. Rafał Burdzik,
Politechnika Śląska
w Katowicach,
Wydział Transportu,
Katedra Budowy Pojazdów
Samochodowych.

Dr inż. Jan Filipczyk,
Politechnika Śląska w Katowicach,
Wydział Transportu,
Katedra Eksploatacji Pojazdów.

WPLYW USZCZELNIEŃ LABIRYNTOWYCH NA WŁASNOŚCI DYNAMICZNE DUŻYCH MASZYN ENERGETYCZNYCH.

Anna PROŃSKA

Instytut Maszyn Przepływowych PAN, Zakład Dynamiki Wirników i Łożysk Ślizgowych

Gdańsk, ul. Fiszer 14, fax (58) 341-61-44, e-mail aga@imp.gda.pl

Streszczenie

W pracy przeprowadzono ocenę wpływu uszczelnień labiryntowych turbosespołu 13K215 na własności dynamiczne całej maszyny. Zastosowano dwa uzupełniające się modele uszczelnień: model łożyskowy i model blaszkowy. Ponieważ badania dotyczące układu pracującego w warunkach nominalnych wykazały znikomy wpływ uszczelnień, stosując metodologię właściwą dla diagnostyki według modelu, drogą analizy komputerowej, zbadano wpływ uszczelnień na proces rozwoju niestabilności układu.

INFLUENCE OF LABYRINTH SEALINGS ON THE DYNAMICS STATE OF LARGE POWER SET

Summary

In the work conducted has been an assessment of the influence of labyrinth sealings in the turbogenerator 13K215 on the dynamic properties of the entire machine. Two complementary models of sealings has been used: so called bearing model and plate model. Investigations concerning the system operating at the nominal rating show negligible influence of sealings. By reason of that, applying the methodology appropriate to the model based diagnostics, by computer analysis, traced has been the influence of sealings on the process of the system instability.

1. Uwagi wstępne

Obiekt energetyczny taki jak turbosespół dużej mocy jest obiektem skrajnie złożonym z punktu widzenia możliwości opisu zachodzących procesów. Wyróżnić tu można wiele charakterystycznych układów, z których najważniejsze to:

1. układ przepływowo – regulacyjny
2. linia wirników i łożysk, uszczelnienia labiryntowe
3. konstrukcja podpierająca: stojaki, korpusy, fundament
4. układ elektryczny.

Każdy z powyższych układów generuje charakterystyczne wymuszenia rozumiane jako zmienne w czasie i przestrzeni siły, które jak w soczewce skupiają się w efekcie na linii wirników i łożysk i determinują tym samym stan obiektu.

Prezentowane badania związane są z siłami generowanymi w uszczelnieniach. Badany jest wpływ tych sił na pracę turbosespołu w warunkach nominalnej pracy i przy obniżeniu rezerwy stabilności układu.

2. Narzędzia badawcze

Z oczywistych powodów zastosowano metodologię badań właściwą dla diagnostyki według modelu, której podstawowymi funkcjami jest pozyskiwanie relacji typu defekt – symptom i budowa katalogów relacji diagnostycznych. Do realizacji takich celów niezbędny był odpowiedni model diagnozowanego obiektu i oprogramowanie komputerowe.

2.1. System NLDW

System programów i model, którym posłużono się w badaniach nosi nazwę NLDW [1] i z powodzeniem jest stosowany w IMP PAN. Weryfikacja eksperymentalna modelu przebiegała tu dwuetapowo:

I etap weryfikacja bezpośrednia, ilościowa, przeprowadzona została w laboratorium na uproszczonym modelu wirnika wielopodporowego ułożyskowanego ślizgowo;

II etap weryfikacja jakościowa, została przeprowadzona na obiekcie rzeczywistym w oparciu o system monitorowania DT-200.

Po uzyskaniu zadawalającej zbieżności wyników teoretycznych i eksperymentalnych uznano, że

opracowany model może być wykorzystany do symulacji uszkodzeń i budowy relacji diagnostycznych.

2.2. Modele uszczelnień

Siły generowane w uszczelnieniach wyznaczono w oparciu o dwa modele uszczelnień. Obydwa modele powstały przy zachowaniu pełnej geometrii wszystkich 30 uszczelnień kierowniczych i 30 wirnikowych. Ponadto przyjęto rzeczywiste parametry przepływowe medium tzn. ciśnienie i temperaturę przed i za stopniem uzyskane za pomocą specjalistycznych obliczeń cieplno-przepływowych. Potrzebną do obliczeń lepkość dynamiczną uzyskano stosując algorytmy bazujące na tablicach parowych.

2.2.1. Model łożyskowy

Model łożyskowy powstał przy zastosowaniu programu do badań łożysk ślizgowych, zweryfikowanego eksperymentalnie, którego poprawność została potwierdzona w licznych pracach prowadzonych dla przemysłu. Szczegóły wyznaczenia współczynników sztywności i tłumienia w oparciu o wspomniany model uszczelnień znajdują się w [2].

2.2.2. Model blaszkowy

Model blaszkowy opracowany przez Zespół prof. Z. Walczyka stanowi wynik wieloletnich prac dotyczących zjawisk zachodzących w parowych uszczelnieniach turbin. Doprowadziły one do powstania modelu uogólnionego, a wyniki badań teoretycznych zweryfikowano eksperymentalnie. Szczegóły dotyczące tego modelu zostały opublikowane w [1] a wyniki dotyczące turbozespołu 13K215 w [3].

2.3. Rozszerzony model turbozespołu 13K215 i sposób modelowania destabilizacji układu

Obydwa modele zaimplementowano do systemu NLDW [4] rozszerzając tym samym model badanego obiektu o uszczelnienia.

Obniżenie rezerwy stabilności, czyli tłumienia układu zamodelowano zmniejszając sztywność kinetostatyczną szóstej podpory (newralgicznej dla rozpatrywanego układu) w sposób umożliwiający prześledzenie wszystkich faz rozwoju wspomnianego defektu. Spadek sztywności kinetostatycznej podpory realizowany był przez obniżanie wartości jej pionowego położenia w stosunku do położenia linii geodezyjnej.

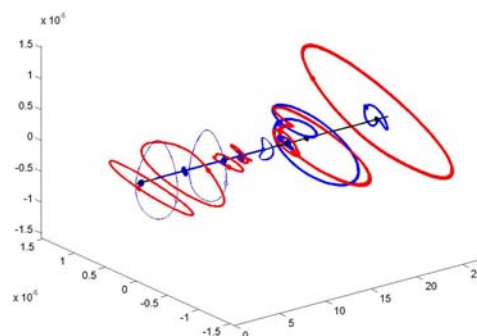
3. Wpływ uszczelnień na układ pracujący w warunkach nominalnych.

Uwzględnienie w systemie NLDW sił generowanych w uszczelnieniach pozwoliło

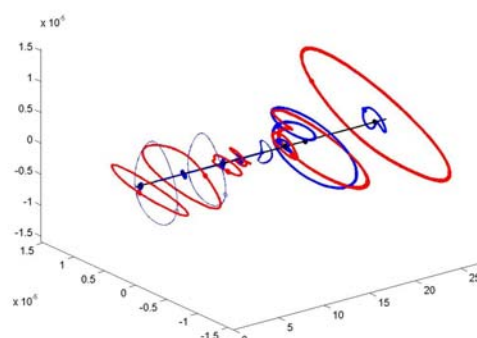
wygenerować przemieszczenia poprzeczne, wzdłużne i skrętne dowolnych węzłów układu w funkcji czasu, co umożliwiło budowę nieeliptycznych trajektorii drgań poprzecznych oraz niesinusoidalnych przebiegów drgań wzdłużnych i skrętnych. Porównanie wyników otrzymanych dla obydwu modeli uszczelnień z wynikami dla tzw. przypadku „bazowego” będącego wynikiem dostrojenia modelu do obiektu rzeczywistego pozwala stwierdzić, że trajektorie drgań bezwzględnych panwi, trajektorie drgań względnych czop-panew a także wartości amplitud przemieszczeń pozostają niezmienione, czyli badane oddziaływania są znikome.

Wniosek ten ilustrują rys. 1, 2 i 3 na których widoczne są trajektorie drgań względnych i bezwzględnych łożysk i trajektorie drgań wybranych węzłów układu. Te dodatkowe węzły zostały wybrane w punktach, w których oddziaływanie sił generowanych w uszczelnieniach jest najsilniejsze, tzn. w punktach środkowych części WP i SP.

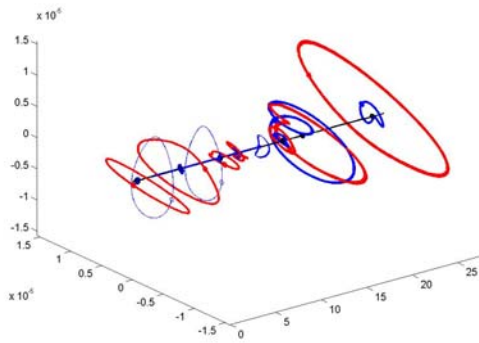
Trzeba w tym miejscu zaznaczyć, że w łożyskowym modelu uszczelnień przyjęte zostały skrajne wartości mimośrodowości względnej, co oznacza, że spodziewane rzeczywiste oddziaływania tych uszczelnień powinny być jeszcze mniejsze.



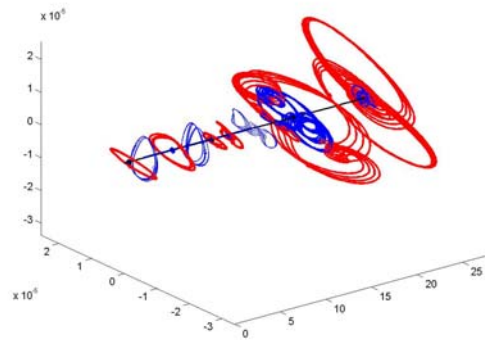
Rys.1. Trajektorie drgań wybranych węzłów układu model bez uszczelnień



Rys.2. Trajektorie drgań wybranych węzłów układu łożyskowy model uszczelnień



Rys.3. Trajektorie drgań wybranych węzłów układu blaszkowy model uszczelnień

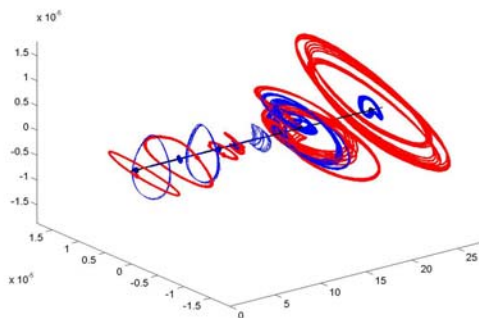


Rys.5. Trajektorie drgań wybranych węzłów układu łożyskowy model uszczelnień, podpora nr 6 obniżona o 0.9 mm w stosunku do położenia bazowego

4. Proces rozwoju niestabilności.

Niezauważalny wpływ sił generowanych w uszczelnieniach na własności dynamiczne dużej maszyny energetycznej sprawia, że należy odpowiedzieć na pytanie, czy przy badaniu procesów zachodzących w takich maszynach metodami symulacji komputerowych uwzględnienie uszczelnień ma szerszy sens. Próbie odpowiedzi na to pytanie stanowi badanie procesu rozwoju niestabilności turbozespołu 13K215 przeprowadzone z uwzględnieniem wpływu uszczelnień labiryntowych i bez jego uwzględnienia.

Destabilizację układu zamodelowano realizując spadek sztywności kinetostatycznej podpory nr 6, newralgicznej dla całego układu, poprzez obniżanie wartości jej pionowego położenia geodezyjnego w stosunku do położenia bazowego.



Rys.4. Trajektorie drgań wybranych węzłów układu łożyskowy model uszczelnień, podpora nr 6 obniżona o 0.6 mm w stosunku do położenia bazowego

W badaniach zagęszczanie punktów parametrycznej analizy przeprowadzono w sposób umożliwiający płynną obserwację procesu destabilizacji trajektorii i rozwoju subharmonicznych składowych drgań. W celu przeprowadzenia porównań ograniczymy się do dwóch charakterystycznych przypadków obniżenia podpory o 0.6 mm i o 0.9 mm.

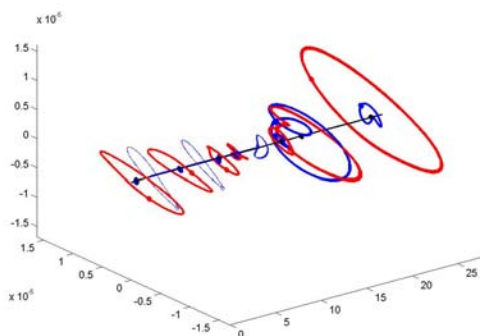
Wyniki obliczeń programem NLDW dla modelu bez uszczelnień przedstawiają rys.4 i 5. Wynika z nich, iż obniżenie podpory nr 6 o 0.6 mm (rys.4) w stosunku do położenia „bazowego” daje się zauważyć w obrazie drgań obiektu (por. z przypadkiem „bazowym” – rys.1) nie powodując jeszcze utraty stabilności. Natomiast obniżenie podpory o 0.9 mm powoduje wyraźne już symptomy w postaci charakterystycznego „rozszczipania się” trajektorii. Trajektorie przemieszczeń łożysk 6 i 7 są już wyraźnie niestabilne.

Taki sam obraz trajektorii drgań otrzymujemy dla obydwu przypadków z uszczelnieniami. Ze względu na identyczność otrzymanych wykresów nie zamieszczamy ich w pracy.

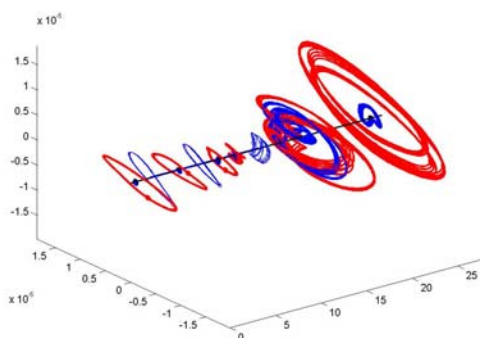
Podkreślić należy, że brak wpływu uszczelnień na pracę układu w warunkach nominalnych i przy zmniejszeniu sił tłumiących układu wynika z symulacji przeprowadzonych zarówno dla modelu łożyskowego, jak i modelu blaszkowego. Dodatkowo ekscentryczny model łożyskowy pozwolił na przeprowadzenie badań w taki sposób, aby wymusić możliwie największe spodziewane oddziaływania, tzn. przyjęto skrajnie dużą mimośrodowość względną $\varepsilon = 0.9$.

Ponieważ można się było spodziewać, że siły generowane w uszczelnieniach będą oddziaływały na zdestabilizowany układ, podjęto dalsze badania, mające na celu określenie wielkości sił, których wpływ byłby zauważalny z punktu widzenia własności dynamicznych turbozespołu.. Pozostawiając niezmienną wartość współczynników sztywności i tłumienia otrzymanych przy zastosowaniu łożyskowego modelu uszczelnień kolejno dwa, trzy, ..., -razy. Okazało się, że dopiero dziesięciokrotne zwiększenie wpłynęło na kształt trajektorii węzłów leżących w środku części WP, SP i NP. wywierając prawie niezauważalny wpływ na trajektorie drgań łożysk. Rys. 6, 7 i 8 pokazują, że wpływ ten jest widoczny zarówno przy nominalnej pracy układu,

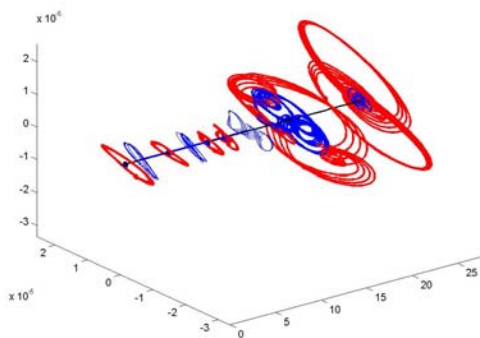
jak i dla układu pracującego w warunkach zmniejszonej rezerwy stabilności.



Rys. 6. Trajektorie drgań wybranych węzłów układu hipotetyczny model uszczelnień. Współczynniki sztywności i tłumienia zwiększone dziesięciokrotnie



Rys. 7. Trajektorie drgań wybranych węzłów układu przy obniżeniu podpory nr 6 o 0.6 mm hipotetyczny model uszczelnień. Współczynniki sztywności i tłumienia zwiększone dziesięciokrotnie.



Rys. 8. Trajektorie drgań wybranych węzłów układu przy obniżeniu podpory nr 6 o 0.9 mm hipotetyczny model uszczelnień. Współczynniki sztywności i tłumienia zwiększone dziesięciokrotnie

założeń i zastosowaniu omówionych narzędzi badawczych wpływ uszczelnień labiryntowych na własności dynamiczne dużej maszyny energetycznej może być pomijalny nawet wtedy, kiedy układ pracuje z niewielką rezerwą stabilności.

Taki wynik symulacji numerycznych otrzymano stosując dwa różne modele uszczelnień. Można powiedzieć, że są to modele skrajne, jeden koncentryczny dający możliwość uwzględnienia blaszek labiryntowych, drugi ekscentryczny pozwalający uwzględnić niesymetryczne położenie uszczelnień względem powierzchni zewnętrznej kanałów.

Dopiero dziesięciokrotne zwiększenie wartości bezwzględnych współczynników sztywności i tłumienia otrzymanych przy zastosowaniu łożyskowego modelu uszczelnień wpływa na zmianę trajektorii drgań węzłów układu, w których spodziewano się największego wpływu uszczelnień, tzn. węzłów leżących w środku części WP, SP i NP. prawie nie wpływając na trajektorie drgań węzłów łożyskowych. Wpływ o takim samym charakterze odnotowujemy zarówno w warunkach stabilnej pracy jak i przy obniżeniu rezerwy stabilności. Podkreślić należy, że obniżenie rezerwy stabilności, czyli tłumienia układu zamodelowano zmniejszając sztywność kinetostatyczną szóstej podpory, newralgicznej dla rozpatrywanego układu.

LITERATURA

- [1] Kiciński J., Walczyk Z., *Dynamika turbozespołów energetycznych*, Wydawnictwo PG, Gdańsk 2001
- [2] Prońska A., Wyznaczanie współczynników sztywności i tłumienia w oparciu o łożyskowy model uszczelnień labiryntowych turbozespołu 13K215. *Tribologia* Nr 2/2002
- [3] Walczyk M., Walczyk Z., Obliczenia współczynników sztywności i tłumienia uszczelnień labiryntowych turbozespołu 13K215 programami LABIR i WIR, opr. PBZ K015/T10/2001/54.
- [4] Kiciński J., Markiewicz-Kicińska A., Program „NLDW-USZCZ” umożliwiający analizę porównawczą wpływu uszczelnień labiryntowych przy zastosowaniu różnych modeli (model łożyskowy, model Walczyka). oprac. wew. IMP PAN w Gdańsku, nr arch. 2273/2002.

Anna PROŃSKA

5. Wnioski

W świetle przeprowadzonych badań okazało się, że przy przyjęciu wspomnianych w pracy

WYKORZYSTANIE DISKRYMINANT BEZWYMIAROWYCH W DIAGNOSTYCE PRZEKŁADNI ZĘBATYCH

Henryk Madej, Piotr Czech, Łukasz Konieczny

Katedra Budowy Pojazdów Samochodowych, Wydział Transportu, Politechnika Śląska
ul. Krasińskiego 8, 40-019 Katowice, e-mail: madej@polsl.katowice.pl, pczech@polsl.katowice.pl,
konieczny@polsl.katowice.pl

Streszczenie

W artykule przedstawiono wyniki badań diagnostycznych przekładni zębatach napędów klatek walcowniczych. W warunkach zmienności obciążenia konieczne jest stosowanie miar diagnostycznych cechujących się małą wrażliwością na zmiany warunków pracy przekładni. W ramach badań wykonano pomiary przyspieszeń drgań oraz zarejestrowano sygnały impulsowe zgodne z obrotami wału wejściowego służące do uśredniania synchronicznego. Sygnały diagnostyczne przetwarzano w środowisku Matlab-Simulink. Głównym celem analizy sygnałów było określenie wartości dyskryminant: FM0, FM4, NA4, M6A, M8A, dla wybranych przekładni znajdujących się w różnym stanie technicznym. Przeprowadzona analiza wyników badań wykazała wrażliwość przyjętych miar na zmianę stanu technicznego przekładni.

Słowa kluczowe: diagnostyka, przekładnie zębate, miary diagnostyczne, sygnał resztkowy, sygnał różnicowy

USE OF THE NONDIMENSIONAL DISCRIMINANTS FOR GEARBOX DIAGNOSTICS

Summary

This paper deals with industrial gear condition monitoring based on vibration analysis techniques. Conventional vibration-monitoring techniques are based on the assumption that changes in the measured structural response are caused by deterioration in the condition of the gearbox. This assumption is not valid for fluctuation load condition. In this paper several traditional residual (NA4) and difference features (FM4, M6A, M8A) are evaluated for their ability to detect gearbox failures.

1. Wstęp

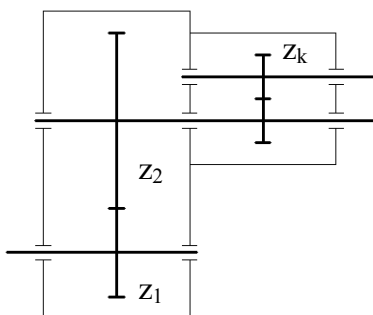
W praktyce diagnostycznej bardzo ważne jest stosowanie prostych miar zjawisk wibroakustycznych, które są łatwe do wyznaczania i pozwalają wstępnie ocenić rodzaj powstającego uszkodzenia. Podstawowym zadaniem diagnostyki eksploatacyjnej przekładni zębatach jest wykrycie procesów degradacji i zużycia we wczesnych stadiach zanim doprowadzą one do awarii. Z dotychczasowych badań wynika, że około 60% awarii przekładni zębatach spowodowane jest uszkodzeniem zębów, około 90% tych uszkodzeń to lokalne uszkodzenia takie jak: pęknięcie u podstawy, częściowe wykruszenie oraz doraźne i zmęczeniowe złamanie [5]. Ocenę stanu dynamicznego przekładni na podstawie analizy sygnałów wibroakustycznych przedstawiono w wielu pracach. Na podstawie badań symulacyjnych stwierdzono, że istnieje liniowa zależność pomiędzy nadwyżką dynamiczną w zazębieniu a wartością skuteczną przyspieszenia drgań obwodowych kół [10]. Istniejące normy i zalecenia biorą pod uwagę przede wszystkim względy wytrzymałości zmęczeniowej nie wnikając w charakter uszkodzeń przekładni. W trakcie badań

w warunkach przemysłowych najczęściej wykonuje się pomiar wartości skutecznej prędkości lub przyspieszeń drgań obudowy przekładni. Należy podkreślić, że na wartość poziomu drgań mają znaczny wpływ warunki pomiarów oraz zmiany wartości obciążenia zewnętrznego. W warunkach zmienności obciążenia konieczna jest normalizacja sygnału diagnostycznego lub stosowanie miar diagnostycznych cechujących się małą wrażliwością na zmiany warunków pracy przekładni. W diagnostyce eksploatacyjnej przekładni wykorzystuje się wiele różnych miar sygnałów drganiowych tzw. miary uszkodzeniowo-zorientowane, między innymi współczynnik modulacji amplitudowej w paśmie f_z , współczynnik zawartości harmonicznych i inne [3,13,14]. Wiele miar diagnostycznych otrzymywanych jest z sygnałów uśrednionych synchronicznie [1,4,9]. Jednym z pierwszych przykładów zastosowania miar wyznaczonych na podstawie uśrednionych sygnałów drgań przekładni były zdefiniowane przez Stewarta [12] tzw. wskaźniki dobroci FM (figures of merit): FM0, FM1÷4, oceniające ogólny stan przekładni, nieosiowość, bicie, wyłamanie zęba oraz stopień zużycia zębów. W artykule przedstawiono wyniki badań diagnostycznych

przekładni zębatych napędów klatek walcowniczych.

2. Obiekt badań

Badaniami objęto 10 przekładni jedno i dwustopniowych z dodatkowym zazębieniem klatki walców. W układach napędowych klatek zastosowano silniki asynchroniczne o mocy 200 kW. Prędkości obrotowe wałów wejściowych są stałe dla poszczególnych przekładni i zawierają się w zakresie od 380 do 800 [obr./min]. W ramach badań wykonano pomiary przyspieszeń drgań w trzech kierunkach oraz zarejestrowano sygnały impulsowe zgodne z obrotami wału wejściowego służące do uśredniania synchronicznego. Schemat kinematyczny jednostopniowej przekładni zębatej przedstawia rysunek 1.



Rys. 1. Schemat kinematyczny jednostopniowej przekładni zębatej

Wybrane parametry badanych przekładni przedstawiono w tablicy 1.

Tablica 1

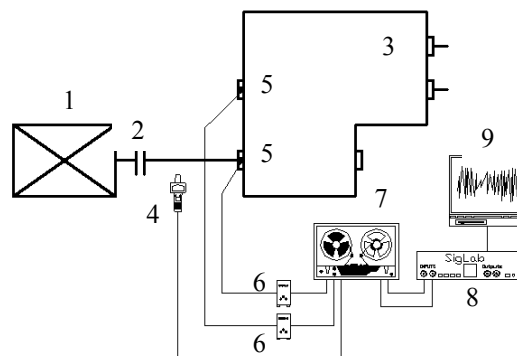
	Przekładnia K 4	Przekładnia K 12
Prędkość obrotowa wału wejściowego n_1 [obr./min]	486	656
Liczba zębów z_1	22	41
Liczba zębów z_2	142	89
Liczba zębów z_k	26	32

3. Metoda pomiarów

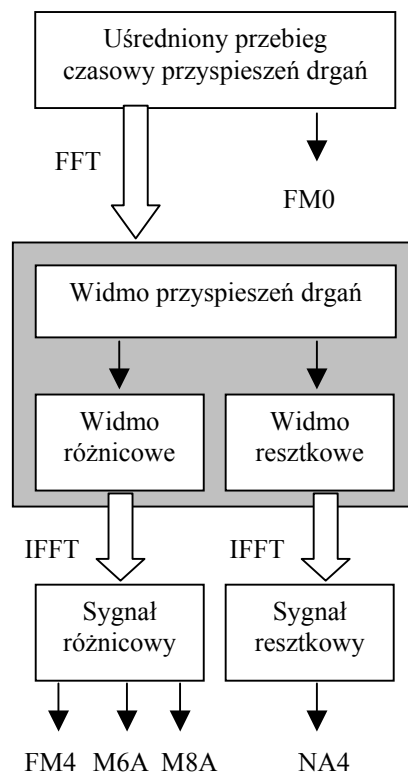
Rejestrację i przetwarzanie sygnałów drganiowych wykonano za pomocą układu pomiarowo-analizującego przedstawiono na rysunku 2. Pomiary drgań przekładni wykonano podczas biegu luzem oraz pod obciążeniem w czasie walcowania. Przykładowe przebiegi zarejestrowanych przyspieszeń drgań w funkcji czasu przedstawiono na rysunku 5. Zarejestrowane na magnetofonie pomiarowym sygnały analogowe przetworzono na postać cyfrową z częstotliwością próbkowania 12,8 kHz za pomocą analizatora SigLab zintegrowanego z pakietem oprogramowania Matlab. Zastosowana metoda pomiaru umożliwiła uśrednianie

synchroniczne sygnałów drganiowych obrotami wałów wejściowych.

Zmiany stanu diagnozowanych przekładni mają istotny wpływ na strukturę sygnału wibroakustycznego. Zarejestrowane sygnały wibroakustyczne należy przetwarzać stosując odpowiednie miary sygnałów tak by stanowiły one symptomy świadczące o intensywności i zaawansowaniu zużycia [2].



Rys. 2. Schemat układu pomiarowego 1-silnik, 2-sprzęgło, 3-badana przekładnia, 4-czujnik prędkości obrotowej, 5-punkty pomiarowe, 6-przedwzmacniacz BK2626, 7-magnetofon pomiarowy BK7003, 8-analizator sygnałów SigLab50-21, 9-komputer



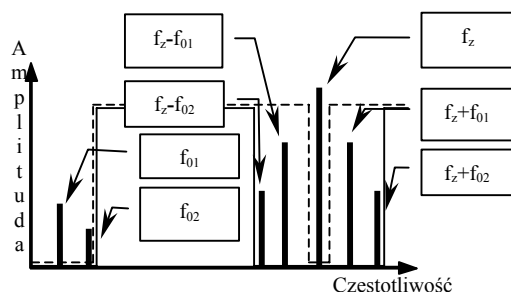
Rys. 3. Sposób analizy zmierzonych przebiegów przyspieszeń drgań

W przekładniach zębatych mamy do czynienia ze zjawiskami modulacji sygnału nośnego, którym zazwyczaj są wysokoczęstotliwościowe sygnały zazębienia lub częstotliwości rezonansowe elementów przekładni. W przekładni zębatej istnieje wiele przyczyn modulacji amplitudowo-częstotliwościowej, są one dość szczegółowo opisane w literaturze. Podczas eksploatacji przekładni zachodzą procesy zużyciowe i degradacyjne, które mają wpływ na parametry sygnałów modulujących. Potwierdzeniem tego może być fakt, że analiza obwiedni sygnału w pasmach częstotliwości związanych z zazębieniem jest jedną z bardziej efektywnych metod diagnostyki przekładni stosowaną w praktyce.

Odpowiednie przetwarzanie sygnałów w dziedzinie czasu i częstotliwości umożliwia określenie stopnia i rodzaju modulacji sygnału nośnego. Jednym ze sposobów jest analiza statystyczna sygnału otrzymanego po wstępnym przetworzeniu w dziedzinie częstotliwości [6, 7].

Na rysunku 3 został przedstawiony sposób analizy zmierzonych przebiegów czasowych przyspieszeń drgań

Do analizy sygnałów zarejestrowanych podczas badań wykorzystano sygnały resztkowe (residual signal) i różnicowe (difference signal). W literaturze można spotkać różne sposoby realizacji sygnału resztkowego (residualnego). W pracy sygnał resztkowy $r(t)$ otrzymano poprzez usunięcie w widmie pasm zawierających składowe obrotowe wałów kół oraz składowe częstotliwości zazębienia i jej harmoniczne. Często pod pojęciem sygnału resztkowego rozumie się sygnał otrzymany poprzez usunięcie z widma jedynie częstotliwości zazębienia i jej harmonicznych. Sygnał różnicowy $d(t)$ otrzymuje się podobnie, lecz usunięte pasma wokół częstotliwości zazębienia i jej harmonicznych są szersze i obejmują wstęgi boczne związane z częstotliwościami obrotowymi kół zębatych. Zastosowany w pracy sposób filtracji sygnałów w dziedzinie częstotliwości przedstawia rysunek 4.



Rys. 4. Sposób filtracji sygnałów w dziedzinie częstotliwości

Po usunięciu odpowiednich pasm częstotliwości w widmie wykonuje się odwrotną transformację Fouriera otrzymując czasowe reprezentacje

sygnałów $r(t)$ i $d(t)$. Do oceny stanu dynamicznego przekładni kłatek walcowniczych zastosowano dyskryminanty bezwymiarowe [5,9,12,15] obliczone na podstawie sygnałów drgań uśrednionych synchronicznie:

$$FM0 = \frac{A_{pp}}{\sum_{k=1}^n A_k},$$

$$FM4 = \frac{\frac{1}{N} \sum_{n=1}^N (d_n - \bar{d})^4}{\left[\frac{1}{N} \sum_{n=1}^N (d_n - \bar{d})^2 \right]^2},$$

$$M6A = \frac{\frac{1}{N} \sum_{n=1}^N (d_n - \bar{d})^6}{\left[\frac{1}{N} \sum_{n=1}^N (d_n - \bar{d})^2 \right]^3},$$

$$M8A = \frac{\frac{1}{N} \sum_{n=1}^N (d_n - \bar{d})^8}{\left[\frac{1}{N} \sum_{n=1}^N (d_n - \bar{d})^2 \right]^4},$$

$$NA4 = \frac{\frac{1}{N} \sum_{n=1}^N (r_n - \bar{r})^4}{\left[\frac{1}{N} \sum_{n=1}^N (r_n - \bar{r})^2 \right]^2}.$$

gdzie:

N – liczba próbek,

A_{pp} – amplituda międzyszczytowa,

A_k – amplituda k -tej harmonicznej zazębienia,

$d(t)$ – sygnał różnicowy,

$\bar{d}(t)$ – wartość średnia sygnału $d(t)$,

$r(t)$ – sygnał resztkowy,

$\bar{r}(t)$ – wartość średnia sygnału $r(t)$.

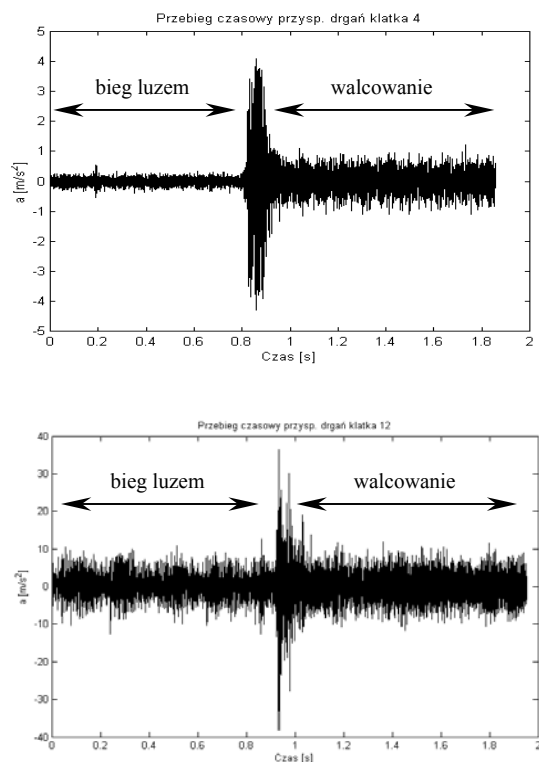
Dyskryminantę FM0 wyznacza się jako iloraz uśrednionych międzyszczytowych amplitud sygnałów drgań do sumy wartości skutecznych w pasmach częstotliwości zazębienia f_z i jej harmonicznych. Jest ona uznawana za miarę oceniającą ogólny stan przekładni [2, 5]. Miary FM4, NA4 są wrażliwe na rozwój lokalnych uszkodzeń kół [4, 5]. Wprowadzone przez Martina [8] miary M6A, M8A obliczone na podstawie wyższych momentów statystycznych służą do oceny zużycia powierzchni roboczych zębów.

4. Analiza wyników badań

Głównym celem analizy sygnałów było określenie wartości wybranych dyskryminant uzyskiwanych z sygnałów uśrednionych.

Do analizy zostały wybrane sygnały drganiowe pochodzące z przekładni K4 i K12. Wybrane przekładnie znacznie różniły się poziomem

generowanych drgań. Przekładnia K4 była w ogólnym stanie dynamicznym dobrym, natomiast przekładnię K12 ze względu na wysoki poziom wartości skutecznych przyspieszeń drgań przeznaczono do remontu.

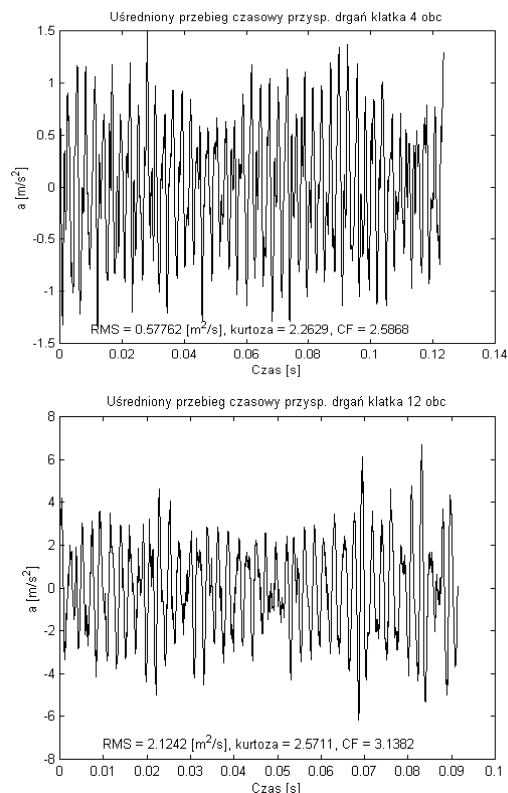


Rys. 5. Przykładowe przebiegi przyspieszeń drgań dla przekładni K4 i K12

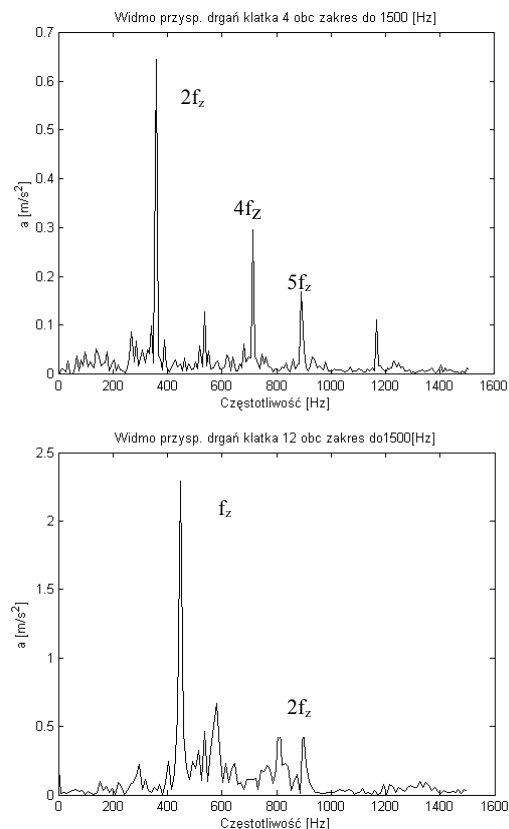
Przykładowe przebiegi przyspieszeń drgań dla obu przekładni podczas biegu luzem oraz walcowania przedstawia rysunek 5.

Przyspieszenia uśrednione synchronicznie okresem obrotów wału wejściowego przekładni przedstawia rysunek 6.

Na rysunku 7 zostały przedstawione widma przyspieszeń drgań obu badanych przekładni, a na rysunku 8 odpowiadające im sygnały resztkowe.



Rys. 6. Uśrednione przebiegi czasowe przyspieszeń drgań przekładni K4 i K12 pod obciążeniem

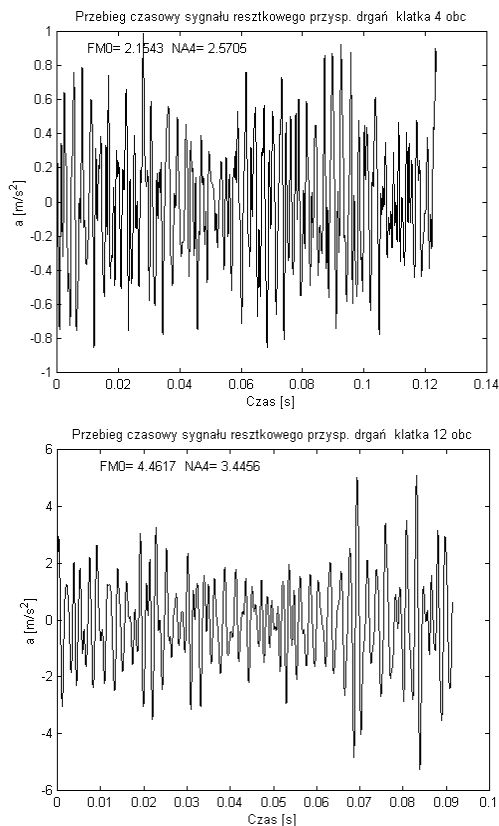


Rys. 7. Widma przyspieszeń drgań przekładni K4 i K12

W tablicy 2 zestawiono wartości wybranych dyskryminant bezwymiarowych obliczonych na podstawie uśrednionych sygnałów przyspieszeń drgań przekładni K4 i K12 podczas biegu luzem i pod obciążeniem oraz współczynnika szczytu CF i kurtozy K sygnału nieuśrednionego.

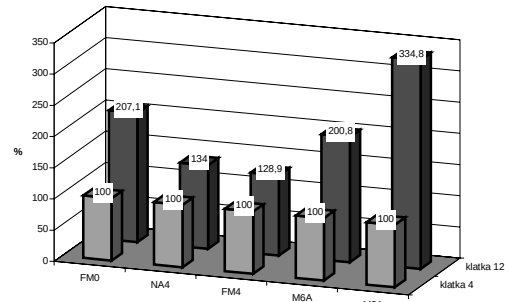
Tablica 2.

		CF	K	FM0	NA4	FM4	M6A	M8A
Bieg luzem	K4	4,02	3,32	14,24	2,82	2,79	11,94	63,33
	K12	4,54	3,63	11,37	3,25	3,30	21,22	215,06
Obciążenie	K4	3,91	2,75	2,15	2,57	2,56	9,66	45,01
	K12	2,94	3,78	4,46	3,45	3,30	19,39	150,73

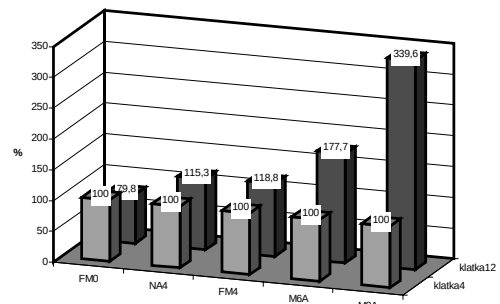


Rys. 8. Sygnały resztkowe przyspieszeń drgań przekładni K4 i K12

Wyniki obliczeń dla obu przekładni zostały przedstawione na wykresach (rys. 9 i 10). Rysunki przedstawiają procentowy wzrost wartości dyskryminant obliczonych dla przekładni K12, poziomem odniesienia są wartości dyskryminant przekładni K4. Dyskryminanty M6A i M8A obliczone na podstawie sygnałów drgań przekładni K12 wykazują duży wzrost wartości niezależnie od obciążenia. Na wykresie widać znaczny wzrost wartości FM0 przekładni K12 podczas walcowania co potwierdza jej zły stan techniczny.



Rys. 9. Procentowy wzrost wartości dyskryminant obliczonych dla przekładni K12 w odniesieniu do dyskryminant przekładni K4, przy obciążeniu



Rys. 10. Procentowy wzrost wartości dyskryminant obliczonych dla przekładni K12 w odniesieniu do dyskryminant przekładni K4 podczas biegu luzem

5. Podsumowanie

Przeprowadzona analiza wyników badań wykazała wrażliwość przyjętych miar na zmianę stanu technicznego przekładni. Największą wrażliwość na zmianę stanu przekładni wykazują bezwymiarowe miary M6A i M8A oparte na wyższych momentach statystycznych. Bezwymiarowe miary diagnostyczne są mało wrażliwe na zmiany obciążenia, co zostało potwierdzone wynikami badań. Aby w praktyce móc stosować bezwymiarowe dyskryminanty, wymagana jest rejestracja sygnałów odniesienia zgodnych z okresem obrotów wałów. Obecny stan zaawansowania przetwarzania danych pomiarowych umożliwia zastosowanie tego typu analiz w warunkach przemysłowych. Stosowanie dyskryminant uszkodzeniowo-zorientowanych łącznie z klasycznymi metodami diagnostyki może zwiększyć pewność diagnozy.

Literatura

1. Adamczyk J., Krzyworzeka P., Łopacz H.: Systemy synchronicznego przetwarzania sygnałów diagnostycznych, Kraków 1999.
2. Cempel C.: Diagnostyka wibroakustyczna maszyn., Państwowe Wydawnictwo Naukowe, Warszawa 1989.
3. Cempel C.: Diagnostically Oriented Measures of Vibroacoustical Process, Journal of Sound and Vibration 73 (4), 1980, pp. 547-561.
4. Dempsey P. J., Zakrajsek J. J.: Minimizing Load Effects on NA4 Gear Vibration Diagnostic Parameter, NASA TM-2001-210671, Glenn Research Center, Cleveland 2001.
5. James Li C., Limmer J. D.: Model – Based Condition Index for Tracking Gear Wear and Fatigue Damage, Wear 241, 2000, pp. 26-32.
6. Madej H.: Wykorzystanie sygnału resztkowego drgań w diagnostyce przekładni zębatych, Diagnostyka Vol. 26, 2002, str. 45-52.
7. Madej H.: Przetwarzanie sygnałów w diagnostyce przekładni zębatych. ZN Politechniki Śląskiej s. Transport, Z. 46, 2002, s. 55-64.
8. Martin H. R.: Statistical Moment Analysis as an Means of Surface Damage Detection. 7th International Modal Analysis Conference, Society for Experimental Mechanics. Schenectady, NY, 1989, s. 1016-1021.
9. Mosher M., Pryor A. H., Huff E. M.: Evaluation of Standard Gear Metrics in Helicopter Flight Operation. 56th Mechanical Failure Prevention Technology Conference, Virginia Beach USA 2002.
10. Muller L.: Przekładnie zębate – dynamika. WNT, Warszawa, 1986.
11. Radkowski S., Zawisza M.: Wykorzystanie sygnału wibroakustycznego w powstawania i rozwoju pęknięcia zmęczeniowego u podstawy stopy zęba w przekładni zębatej. XXX Jubileuszowe Ogólnopolskie Sympozjum Diagnostyka Maszyn, 2003.
12. Stewart R. M.: Some Useful Data Analysis Techniques for Gearbox Diagnostics, Report MHM/R/10/77, Machine Health Monitoring Group, Institute of Sound and Vibration Research, University of Southampton 1977.
13. Wilk A., Łazarz B., Madej H.: Badania diagnostyczne przekładni zębatych, Przegląd Mechaniczny nr 11-12, 1999, str. 5-8.
14. Wilk A., Łazarz B., Madej H.: Diagnosis of Industrial Gears Proceed., 6th

International Congress on Sound and Vibration, Denmark 1999, pp. 3025-3030.

15. Zakrajsek J. J i inni: Transmission Diagnostic Research at NASA Lewis Research Center, NASA TM-106901, 1995.



Dr inż. Henryk MADEJ jest pracownikiem naukowym Katedry Budowy Pojazdów Samochodowych Wydziału Transportu Politechniki Śląskiej. Zajmuje się problematyką związaną z wibroakustyką maszyn, diagnostyką przekładni zębatych, mechatroniką i metrologią. Jest autorem i współautorem ok. 80 artykułów opublikowanych w czasopismach oraz materiałach konferencyjnych. Członek Polskiego Towarzystwa Diagnostyki Technicznej.



Mgr inż. Piotr CZECH jest doktorantem w Katedrze Budowy Pojazdów Samochodowych Wydziału Transportu Politechniki Śląskiej. Zajmuje się wykorzystaniem sieci neuronowych w diagnostyce przekładni zębatych.



Mgr inż. Łukasz KONIECZNY jest doktorantem w Katedrze Budowy Pojazdów Samochodowych Wydziału Transportu Politechniki Śląskiej. Zainteresowania: komputerowe wspomaganie projektowania (2D, 3D).

DIAGNOZOWANIE JAKOŚCI PARTII WYROBÓW METODĄ STATYSTYCZNEJ KONTROLI ODBIORCZEJ Z OCENĄ ALTERNATYWĄ

Jerzy SZKODA

Katedra Eksploatacji Pojazdów i Maszyn Uniwersytetu Warmińsko-Mazurskiego
ul. Oczapowskiego 11, 10-736 Olsztyn, tel./fax (0-PREFIX-89) 523-34-63,

Streszczenie

W artykule przedstawiono istotę statystycznej kontroli odbiorczej, zasady pobierania próbek do badań statystycznych. Scharakteryzowano metodę oceny alternatywnej i warunki jej stosowania. Opisano algorytm postępowania w diagnozowaniu jakości partii na podstawie statystycznej kontroli odbiorczej z oceną alternatywną.

Słowa kluczowe: diagnostyka, statystyczna kontrola odbiorcza, pobieranie próbek, plany badań.

DIAGNOSING THE ARTICLES LOT QUALITY BASED ON STATISTICAL RECEPTION INSPECTION WITH ALTERNATIVE ESTIMATION

Summary

The paper presents the key factors of statistical reception inspection and the principles of gathering samples for statistical tests. It also describes the alternative estimation method and conditions of its application. The paper presents the diagnosis algorithm based on statistical reception inspection with alternative estimation is also presented.

Key words: diagnostics, statistical methods, quality, reception inspection, sample taking, research plan.

1. WSTĘP

W zapewnieniu jakości wyrobów, szczególnie wówczas, gdy procesy produkcyjne nie są uregulowane statystycznie [1], stosuje się kontrolę odbiorczą mającą na celu zdiagnozowanie jakości wyrobów.

Kontrola jakości wyrobów to ocenianie zgodności cech wyrobów z wyspecyfikowanymi wymaganiami, przez obserwację i orzecznictwo w połączeniu odpowiednio z pomiarami, przeprowadzeniem badań lub stosowaniem sprawdzianów.

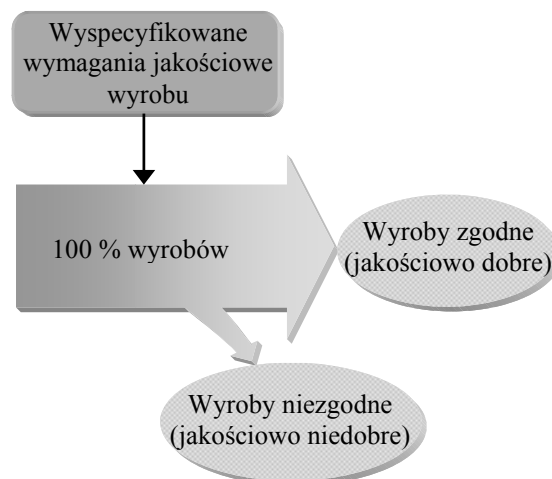
Kontrola odbiorcza może być przeprowadzana po zakończeniu procesu produkcyjnego jako kontrola końcowa jakości wyrobów oraz po zakończeniu pewnych operacji jako kontrola międzyoperacyjna jakości wyrobów. Kontrola odbiorcza może być również stosowana przy odbiorze dostaw elementów, materiałów i surowców przeznaczonych do produkcji wyrobów.

2. ISTOTA STATYSTYCZNEJ KONTROLI ODBIORCZEJ

W diagnozowaniu jakości partii wyrobów można stosować metodę pełnej 100 % kontroli wyrobów lub metodą statystycznej kontroli odbiorczej wyrobów (SKO).

Metodę pełnej kontroli odbiorczej (rys. 1) stosuje się wówczas, gdy liczba kontrolowanych wyrobów

jest niewielka lub gdy niezgodność jednostek wyrobów podczas statystycznej kontroli odbiorczej jest większa od dopuszczalnej.



Rys. 1. Idea pełnej kontroli odbiorczej partii wyrobów

Metoda pełnej (100 %) kontroli odbiorczej jest kosztowna i czasochłonna, dlatego do diagnozowania jakości dostaw i produkowanych wyrobów w dużych partiach stosuje się metody statystycznej kontroli. Metody SKO należy wykorzystywać wówczas, gdy kontrola wszystkich

wyrobów byłaby, ze względów ekonomicznych i organizacyjnych, nieuzasadniona lub technicznie niemożliwa na przykład w badaniach niszczących.

W metodach statystycznej kontroli odbiorczej decyzję o przyjęciu lub odrzuceniu partii wyrobów podejmuje się na podstawie badań próbki losowej o liczności n , pobranej z partii o liczności N (rys. 2).



Rys. 2. Idea statystycznej kontroli odbiorczej w diagnostowaniu jakości partii wyrobów

3. ZASADY POBIERANIA PRÓBKİ DO DIAGNOZOWANIA JAKOŚCI PARTII WYROBÓW

Aby wyniki diagnozy jakości partii wyrobów metodą SKO były wiarygodne musi być odpowiednio pobrana próbka do badań. Pobieranie próbki to jedna z podstawowych czynności, których wykonanie musi odpowiadać określonym w statystyce zasadom.

Pierwsza z tych zasad mówi, że partia przedstawiona do diagnostowania jakości metodą statystycznej kontroli odbiorczej musi być **jednorodna**. To znaczy, że do produkcji wyrobów powinno się stosować jednorodne surowce, technologie, maszyny i urządzenia techniczne oraz warunki ich przechowywania.

Dруга zasada dotyczy reprezentatywności próbki pobranej z partii wyrobów. Reprezentatywność próbki zapewnia się przez **losowe pobieranie** oraz przez odpowiednią, dla stosowanej metody kontroli **liczność próbki**.

Rozróżnia się następujące sposoby pobierania próbki:

- 1) **Pobieranie z zastosowaniem liczb losowych**, stosowanie liczb losowych przy pobieraniu jednostek wyrobów do próbki wymaga ponumerowania wszystkich wyrobów w partii. Przy tym sposobie pobierania można stosować tablice cyfr losowych (PN-83/N-03010).
- 2) **Pobieranie „na ślepo”**, stosuje się wówczas, gdy partia wyrobów przedstawiana jest do kontroli luzem (bez ponumerowania). Poszczególne jednostki partii są pobierane na „chybił trafił”. Przy pobieraniu „na ślepo” poszczególne jednostki powinny być pobierane z różnych miejsc partii. Pobierania „na ślepo”

nie można stosować, gdy wady poszczególnych jednostek są rozpoznawalne na pierwszy rzut oka, np. przez dotknięcie, zapach itp.

- 3) **Pobieranie systematyczne**, stosuje się w tych przypadkach, gdy wyroby przedstawiane są do kontroli w sposób potokowy, np. z taśmy. Wyroby są pobierane wówczas w określonych odstępach czasu lub co określoną jednostkę.
- 4) **Pobieranie wielostopniowe**, stosuje się wówczas, gdy wyroby przedstawiane do kontroli są opakowane. Tworzy się wówczas dwa lub więcej etapów pobierania próbki np. biera się próbkę opakowania (etap 1), a następnie z wylosowanego opakowania losuje się wyrób z zastosowaniem liczb losowych lub „na ślepo”.
- 5) **Pobieranie warstwowe**, stosuje się wówczas, gdy partia, z której pobiera się próbki, składa się z dwóch lub więcej podpartii, np. podpartie pochodzą z kilku tego samego typu obrabiarek, a z przyczyn ekonomicznych lub/i technicznych oddzielne badanie każdej podpartii nie jest wskazane. Liczba wyrobów pobranych z poszczególnych podpartii powinna być proporcjonalna do liczności podpartii.

4. STATYSTYCZNA KONTROLA ODBIORCZA Z OCENĄ ALTERNATYWĄ

Ze względu na metodę (sposób) oceny wyróżnia się:

- statystyczną kontrolę odbiorczą z oceną liczbową,
- statystyczną kontrolę odbiorczą z oceną alternatywną.

W SKO z oceną alternatywną dokonuje się klasyfikacji wyrobów jako zgodnych lub agę liczbę niezgodności w wyrobie, liczonych na jednostkę miary, np. metr bieżący, metr kwadratowy.

Ocenę alternatywną stosuje również wówczas, gdy mierzona cecha wyrobu nie ma rozkładu normalnego.

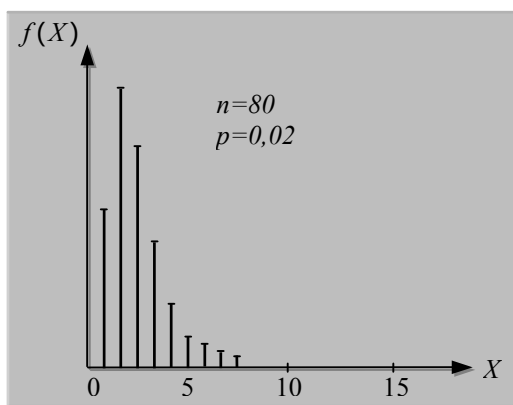
W zagadnieniach oceny alternatywnej typu liczby wyrobów niezgodnych modelem rozkładu prawdopodobieństwa znalezienia jednostek niezgodnych jest rozkład dwumianowy (RD).

Funkcja gęstości zaobserwowania X jednostek niezgodnych $f(X)$ w próbie losowej o liczności n , przy frakcji p niezgodnych jednostek w populacji N , opisana jest rozkładem dyskretnym o postaci (1):

$$f(X) = \binom{n}{X} p^X q^{n-X} \quad (1)$$

gdzie: q – antypoda p ($q=1-p$)

Przykład funkcji $f(X)$ przedstawiono na rysunku 3.



Rys. 3. Przykład graficznej postaci funkcji gęstości rozkładu dwumianowego

Wartości prawdopodobieństwa rozkładu dwumianowego $F(X)$ oblicza się ze wzoru (2).

$$F(X) = \sum_{i=1}^X f(X_i) \quad (2)$$

W SKO z oceny alternatywnej bierze się pod uwagę funkcję jednostek niezgodnych p (3).

$$p = \frac{X}{N} \quad (3)$$

gdzie: X – liczba jednostek niezgodnych,
 N – liczność partii wyrobów,
 p – funkcja wyraża się w wartościach względnych $<0,1>$ lub procentowych $<0,100>$.

niezgodnych lub bierze się pod uw

SKO z oceną alternatywną jest przeprowadzana według planu badań, określonego przez, praktycznie trzy parametry, a mianowicie:

- licznosc próbki – n ,
- maksymalną liczbę jednostek niezgodnych, jaka może wystąpić w próbce – A_c ,
- liczbę jednostek dyskwalifikujących – R_e .

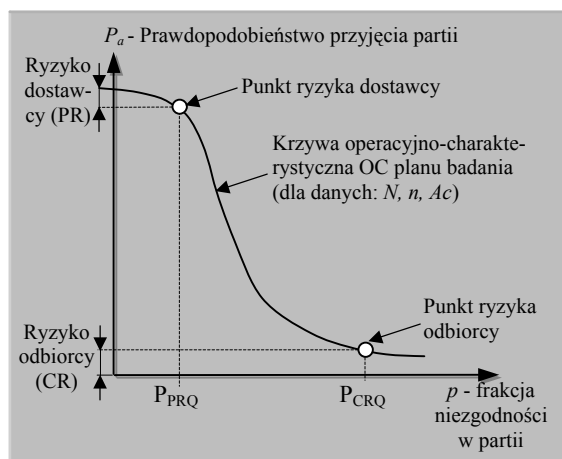
Plan badań oznacza się wówczas symbolem (4).

$$(n-A_c/R_e) \quad (4)$$

Liczność partii kontrolowanej praktycznie się pomija, jeżeli spełniony jest warunek (5).

$$\frac{N}{n} > 100 \quad (5)$$

Każdemu planowi badań odpowiada **krzywa operacyjno-charakterystyczna OC** (rys. 4), z której można odczytać prawdopodobieństwo przyjęcia lub odrzucenia partii wyrobów, z udziałem jednostek niezgodnych p .



Rys. 4. Krzywa operacyjno-charakterystyczna.

Źródło: opracowanie na podstawie PN-ISO 2859-1+AC1:1996

Krzywa OC jest zbiorem wartości dystrybucyjnej RD dla p zmieniającego się w przedziale $<0,1>$.

Rozróżnia się trzy obszary charakterystyki OC, a mianowicie:

Obszar $0 \leq p \leq p_{PRQ}$ - zakres poziomu jakości z dużym prawdopodobieństwem przyjęcia. Prawdopodobieństwo odrzucenia partii o poziomie jakości $0 \leq p \leq p_{PRQ}$ jest małe i jest określane jako ryzyko dostawcy.

Obszar $p \geq p_{CRQ}$ - zakres poziomu jakości z małym prawdopodobieństwem przyjęcia. Prawdopodobieństwo przyjęcia partii o poziomie

jakości $p \geq p_{CRQ}$ jest małe i określane jako ryzyko odbiorcy.

Obszar $p_{PRQ} < p < p_{CRQ}$ - zakres poziomu jakości ze średnim prawdopodobieństwem przyjęcia.

Ponieważ prawdopodobieństwo odrzucenia zgodnej partii i przyjęcia niezgodnej partii zależy od frakcji niezgodności p , a zmniejszenie tej frakcji wiąże się ze zwiększeniem kosztów kontroli ustala się wskaźniki jakości z których najważniejszy to **akceptowalny poziom jakości AQL** (ang. Acceptance Quality Level) – poziom jakości, który w przypadku rozpatrywania ciągu sukcesywnie dostarczanych partii jest wartością graniczną zadawalającej średniej jakości procesu.

Statystyczną kontrolę z oceną alternatywną można prowadzić w reżimie ulgowym, normalnym i obostrzonym (PN-ISO 2859-1+AC1:1996).

Takie zróżnicowanie planów badań wprowadzono w celu lepszego zabezpieczenia się przed przyjęciem wyrobów z nieznaną produkcją (technologii) przez stosowanie kontroli obostrzonej oraz zmniejszeniem kosztów kontroli, przez stosowanie kontroli ulgowej, jeśli jest to uzasadnione.

Normy przewidują również podział planów badań na plany jednostopniowe i wielostopniowe.

Diagnostowanie jakości partii wyrobów metodą SKO z oceną alternatywną, według planu jednostopniowych badań przedstawiono na rysunku 5.

5. ANALIZA PRZYPADKU. PLAN BADAŃ W DIAGNOZOWANIU JAKOŚCI PARTII TŁOCZONYCH PODKŁADEK DYSTANSOWYCH

Cotygodniowo diagnostowaniu jakości poddawana jest jednorazowo partia $N=2500$ tłoczonych podkładek dystansowych, przeznaczonych do układów sterowania hydraulicznego maszyn i urządzeń technicznych.

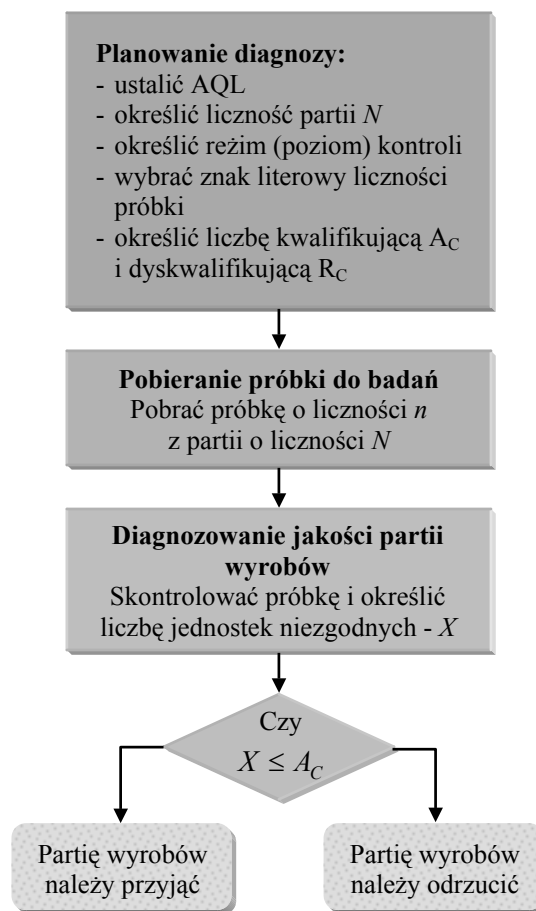
Ze względu na spełnianie przez nie funkcje w specyfikacji technicznej podano ich grubość w następującej formie:

- górna granica tolerancji GWG – 5,05 mm,
- dolna granica tolerancji DWG – 4,95 mm.

Zwolnienia partii podkładek z produkcji dokonuje się na podstawie wyników diagnozy jakości partii podkładek, dokonywanej metodą statystycznej kontroli odbiorczej z oceną alternatywną.

W diagnostowaniu jakości partii podkładek ustalono:

- AQL – 1,5,
- reżim badania próbki na poziomie normalnym (II),
- jednostopniowy plan badań.



Rys. 5. Algorytm diagnostowania jakości partii wyrobów na podstawie SKO z oceną alternatywną

Wybór znaku literowego licznosci próbki dokonuje się z tabeli 1, w której dla wiersza określonego przedziałem licznosci partii (1201-3200), odpowiadającego licznosci partii $N=2500$ i kolumny poziomu normalnego kontroli (poziom II), odpowiada znak literowy K.

Licznosc próbki, jaką należy pobrać do diagnostowania określa się z tabeli 2.

Dla znaku literowego K, licznosc próbki wynosi $n=125$ podkładek. Dla AQL-1,5 liczba kwalifikująca wynosi $A_C=5$, zaś liczba dyskwalifikująca $R_C=6$.

Plan badań jakości przedstawionej partii tłoczonych podkładek dystansowych oznacza się następująco:

$$(125 - 5/6)$$

Na tej podstawie w diagnostowaniu jakości partii podkładek należy podejmować następujące decyzje:

- jeżeli liczba niezgodnych podkładek w badanej próbce $X \leq A_C = 5$ to partia podkładek powinna być zwolniona z produkcji,
- jeżeli liczba niezgodnych podkładek w badanej próbce $X \geq R_C = 6$ to partia podkładek nie powinna być zwolniona z produkcji.

Tabela 1. Znaki literowe licznosci próbek

Liczność partii	Specjalne poziomy kontroli				Ogólne poziomy kontroli		
	S-1	S-2	S-3	S-4	I	II	III
2 do 8	A	A	A	A	A	A	B
9 do 15	A	A	A	A	A	B	C
16 do 25	A	A	C	B	B	C	D
26 do 50	A	B	C	C	C	D	E
51 do 90	B	B	C	C	C	E	F
91 do 150	B	B	C	D	D	F	G
151 do 280	B	C	D	E	E	G	H
281 do 500	B	C	D	E	F	H	J
501 do 1200	C	C	E	F	G	I	K
1201 do 3200	C	D	E	G	H	K	L
3201 do 10000	C	D	F	G	J	L	M
10001 do 35000	C	D	F	H	K	M	N
35001 do 150000	D	E	G	J	L	N	P
150001 do 500000	D	E	G	J	M	P	Q
500001 i więcej	D	E	H	K	N	Q	R

Źródło: PN-ISO 2859-1+AC1:1996

Tabela 2. Plany jednostopniowe stosowane podczas kontroli normalnej (tablica podstawowa)

Znak literowy licznosci próbek	Liczność próbek	Akceptowane poziomy jakości (kontrola normalna)																	
		0,010	0,015	0,025	0,040	0,065	0,10	0,15	0,25	0,40	0,65	1,0	1,5	2,5	4,0	6,5	10	15	25
		AcRe	AcRe	AcRe	AcRe	AcRe	AcRe	AcRe	AcRe	AcRe	AcRe	AcRe	AcRe	AcRe	AcRe	AcRe	AcRe	AcRe	AcRe
A	2	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	0 1	↓	↓	1 2
B	3	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	0 1	↓	↓	1 2	2 3
C	5	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	0 1	↓	↓	1 2	2 3	3 4
D	8	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓
E	13	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓
F	20	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓
G	32	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓
H	50	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓
J	80	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓
K	125	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓
L	200	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓
M	315	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓
N	500	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓
P	800	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓
Q	1250	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓
R	2000	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓

Źródło: PN-ISO 2859-1+AC1:1996

↓ = Stosować pierwszy plan poniżej strzałki. Jeżeli licznosc próbek jest równa lub większa od licznosci partii, stosować kontrolę stuprocentową.

↑ = Stosować pierwszy plan powyżej strzałki.

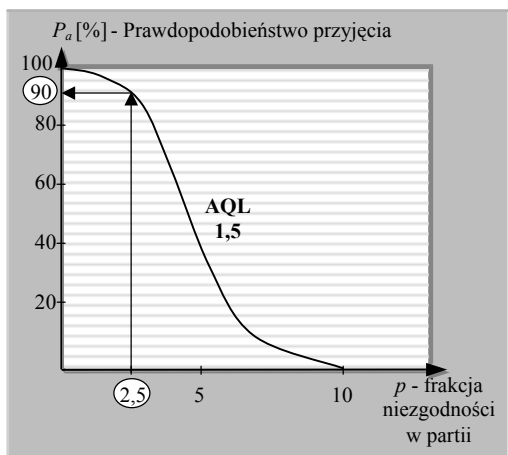
Ac = Liczba kwalifikująca.

Re = Liczba dyskwalifikująca.

Inne przykłady planów badań Czytelnik znajdzie w normie PN-ISO 2859-1+AC1:1996. Norma ta zawiera również krzywe operacyjno-charakterystyczne (OC), pozwalające na

wyznaczenie prawdopodobieństwa przyjęcia partii P_a przy ustalonej frakcji niezgodnych jednostek p .

W rozpatrywanym przykładzie diagnostowania jakości partii podkładek dystansowych dla $p=2,5$, $P_a=90\%$ (rys. 6).



Rys. 6. Wykres K – krzywa operacyjno-charakterystyczna.
Źródło: opracowanie na podstawie PN-ISO 2859-1+AC1:1996

6. PODSUMOWANIE

Istota SKO polega na tym, że diagnostowanie jakości partii wyrobów odbywa się na podstawie wyników badań próbki pobieranej z partii wyrobów w sposób zapewniający reprezentatywność badań.

Diagnostowanie jakości partii wyrobów na podstawie statystycznej kontroli odbiorczej z oceną alternatywną jest zalecane w przypadkach, gdy

partie przedstawione do kontroli są bardzo liczne, na przykład w produkcji masowej i wielkoseryjnej i zawsze wtedy, gdy cecha wyrobu nie podlega rozkładowi normalnemu.

Kontrola tego typu może być stosowana w końcowej fazie produkcji, jak również w kontroli międzyoperacyjnej, a także w kontroli dostaw elementów do produkcji wyrobów.

Diagnostowanie jakości partii wyrobów odbywa się w oparciu o określony plan badań ustalający, dla danej liczności partii wyrobów N i reżimu kontroli, licznosc próbek do badań n oraz, dla przyjętego akceptowalnego poziomu jakości AQL, liczbę kwalifikującą A_C i liczbę dyskwalifikującą R_e .

Diagnozę jakości partii wyrobów podejmuje się na podstawie liczby niezgodnych wyrobów w próbce X . Jeżeli $X \leq A_C$ to partię wyrobów należy zwolnić z produkcji. W przeciwnym przypadku partię wyrobów należy odrzucić.

7. LITERATURA

- [1] Szkoda J.: Wykorzystanie kart kontrolnych Shewharta do diagnostowania stanów statystycznego uregulowania procesów produkcyjnych.
- [2] Szkoda J.: Zarządzanie jakością w procesach realizacji maszyn i urządzeń technicznych. Wyd. Uniwersytet Warmińsko-Mazurski, Olsztyn, 2002.



Prof. dr hab. inż. Jerzy SZKODA jest pracownikiem naukowym Uniwersytetu Warmińsko-Mazurskiego w Olsztynie oraz Wojskowego Instytutu Techniki Pancernej i Samochodowej w Sulejówku. Jest członkiem Sekcji Podstaw Eksploatacji KBM Polskiej Akademii Nauk, Polskiego Towarzystwa Naukowego Motoryzacji. Jego zainteresowania naukowe obejmują zagadnienia dotyczące eksploatacji maszyn i urządzeń technicznych oraz systemów zarządzania jakością i sterowania jakością produkcji maszyn.

MODULACJE NIEZAMIERZONE W DIAGNOZOWANIU GŁOŚNIKA

Piotr KRZYWORZEKA
Witold CIOCH

Katedra Mechaniki i Wibroakustyki
Akademia Górniczo-Hutnicza
Al. Mickiewicza 30, 30-065 Kraków
krzyworz@agh.edu.pl

Streszczenie

Autorzy starają się spojrzeć na związane z pracą głośnika modulacje ciśnienia akustycznego, jako na źródło informacji diagnostycznej. Odtworzenie niskoenergetycznych sygnałów modulujących może dostarczyć symptomów stanu technicznego bądź eksploatacyjnego urządzenia. Warunkiem jest określenie symptomatycznych modulacji oraz wybór adekwatnej procedury demodulacji zapewniającej ich skuteczną selekcję. W przeprowadzonych eksperymentach zbadano skuteczność pętli synchronizacji fazy dla modulacji dopplerowskich kąta oraz metody obwiedni dla demodulacji AM.

Słowa kluczowe: diagnostyka, modulacja, synchronizm

SPEAKER DIAGNOSTICS USING SPONTANEOUS MODULATIONS EFFECTS

Summary

Inter-modulating distortion IMD corrupt often wide band speaker sound and may cause serious deterioration of perceived sound quality. Direct selection of spectral sidelobes near carrier frequency confounds various modulations results. Furthermore standard dual-tone test does not reflect the degree of audibility (not only in authors opinion). On the contrary some of its results may be useful for faultfinding or speaker malfunction diagnostics. Both cases need appropriate demodulation procedure. In the paper PLL and envelope method are examined in order to recovery and select symptomatic PM or AM modulations of speaker sound.

Keywords: diagnostics, intermodulation, synchronization

1. DIAGNOZOWANIE CZEGO ?

Odtwarzanie szerokiego pasma częstotliwości akustycznych przez jeden głośnik dynamiczny stwarza ryzyko zniekształceń sygnału bynajmniej przez kompozytora odtwarzanego utworu ani też konstruktora sprzętu niezamierzonych. Nieliniowości mechanicznej natury stanowią główną przyczynę wystąpienia modulacji składowych sygnału o częstotliwościach wyższych przez wysokoenergetyczne składowe bliskie częstotliwości rezonansu głównego, powodujące znaczne wychylenia membrany. Już niewielkie zniekształcenia intermodulacyjne *IMD* są słyszalne dostarczając niemiłych wrażeń estetycznych. Stąd ich efektywny i dokładny pomiar stanowi ważny element diagnozowania wyrobu [2, 9]. Efekty zniekształceń nieliniowych, z trudem poddają się jednoznacznej ocenie. Udział poszczególnych źródeł nieliniowości niełatwo jest rozróżnić bezpośrednio w sygnale odpowiedzi badanego głośnika, a zastosowanie złożonych sygnałów testowych, np. wielotonowych, zadanie to jeszcze utrudnia [1].

Wymuszenie wielotonowe stwarza niewątpliwie warunki pracy bliższe właściwej eksploatacji głośnika, ale jak stwierdzają jego najbardziej zagorzali zwolennicy [1], nie daje ilościowej miary zniekształceń odpowiedzialnych za pogorszenie jakości odsłuchu. Stanowiąc może jedynie podstawę dla zrozumienia subiektywnych różnic w percepcji, co zdaje się dobrze dokumentować obszerny artykuł przeglądowy [1] i kilkanaście innych (referencje tamże).

Obiecującym globalnym obrazem zachowań głośnika wydają się modele Volterry pod warunkiem trafnego wyboru ich rzędu. Jednak modele wyższego rzędu wymagają mocy obliczeniowych o kilka rzędów przewyższających możliwości rozpowszechnionego sprzętu. Mogą one natomiast w przyszłości okazać się przydatne dla diagnozowania prototypów przetworników E-A oraz gotowych wyrobów seryjnych.

Ciągle zatem test odsłuchowy pozostaje najbardziej wiarygodnym kryterium rozstrzygającym o jakości reprodukcji dźwięku w konkretnej sytuacji – rozstrzygającym, choć niezupełnie obiektywnym. Natomiast w diagnozowaniu głośnika, dla rozróżnienia kategorii stanu eksploatacyjnego SE

i stanu technicznego ST, bardziej niż końcowy efekt reprodukcji, istotne wydaje się rozeznanie przyczyn i ocena składowych zniekształceń nieliniowych, powstających w kontrolowanych i powtarzalnych warunkach eksperymentu ich identyfikacji założonym sygnałem testowym niekoniecznie podległym ocenie subiektywnej.

2. ZNIEKSZTAŁCENIA INTERMODULACYJNE

Przy równym udziale energetycznym, potencjalne największe pogorszenie jakości reprodukcji powodują niezamierzone modulacje określane mianem zniekształceń intermodulacyjnych IMD [8, 9]

Można wyróżnić dwie grupy przyczyn IMD związanych bezpośrednio z przetwarzaniem elektro-mechano-akustycznym:

1. niewłaściwe kategorie stanu eksploatacyjnego wzmagające efekt Dopplera,
2. nieliniowości struktury przetwornika (a także drgania powietrza poza zakresem liniowości w głośnikach tubowych dużej mocy)

Nieliniowość (2) jest główną przyczyną modulacji amplitudy ciśnienia akustycznego [9, 10] sygnału obejmującego szerokie pasmo częstotliwości

2.1. Metoda dwutonowa

Wymuszenie dwutonowe, którego niższa częstotliwość odpowiada głównemu rezonansowi głośnika sprzyja wykrywaniu zniekształceń obu kategorii, jednak w widmie amplitudowym nie są one rozróżnialne.

W metodzie tej [8,9] umieszczony w komorze bezchowej głośnik pobudzany jest przez superpozycję dwu sygnałów harmonicznym x_1 i x_2 o częstotliwościach f_1 i f_2 , tak, że:

$$x_1/x_2 \approx 4f_2/f_1 > 8 \quad [9] \quad \text{albo} \quad f_2 - f_1 = \text{const} \\ x_1 \approx x_2 \quad [8]$$

Mierzony sygnał ciśnienia akustycznego na osi głośnika y podlega analizie widmowej. Produkty modulacji reprezentuje w widmie Y szereg prążków wokół f_2 o częstotliwościach $f_2 \pm kf_1$. Zazwyczaj brane są pod uwagę dwa pierwsze, służą za podstawę obliczenia współczynników IMD,

$$k_{IMDk} = \frac{Y(f_2 - kf_1) + Y(f_2 + kf_1)}{Y(f_2)} \\ k = 1 \text{ lub } 2 \quad (1)$$

Metoda ocenia (częściowo) jedynie wypadkowe rezultaty wszystkich modulacji na podstawie widma amplitudowego całego sygnału (choć w intencji ma oceniać AM).

Warto jednak zauważyć, że występujący w torze pomiarowym efekt Dopplera wprowadza dodatkowo składowe o częstotliwościach $f_2 \pm f_1$ nie będące przedmiotem pomiaru i o innej niż IMD fazie [8]. Pomijając nawet nieznaną modela modulacji adekwatnego warunkom pracy głośnika, opisana metoda budzi kilka wątpliwości. Otóż:

- pomiar pary prążków bocznych nie odtwarza całej składowej zakłócającej, chyba że występuje jedynie wąskopasmowa modulacja amplitudy [3,4];
- eliminacja efektu Dopplera wymaga dyskryminacji fazy;
- składowe modulacji o niewielkich amplitudach mogą być maskowane przez inne, w efekcie są trudno odróżnialne od tła nawet w polu swobodnym.

Zalecane przez normy metody pomiarów IMD nie uwzględniają tego stanu rzeczy [1, 2, 7].

2.2. Modulacje dopplerowskie

Niewłaściwa eksploatacja głośnika może powodować podobne subiektywne pogorszenie jakości odsłuchu jak zmiana ST powodowane jednak z innymi rodzajami modulacji niż amplitudowa.

Charakteryzują stany eksploatacyjne związane z niekorzystnym (dla danej konstrukcji) rozkładem częstotliwości odtwarzanego sygnału. Przyjmując jako model głośnika tłok o średnicy d w odgradzie nieskończonej ciśnienie akustyczne na jego osi symetrii w odległości x wynosi [10]

$$p(t, x) = j\pi f \frac{d^2 V^2}{4x} \exp[j(2\pi ft - \beta x)] \\ \beta = \frac{2\pi}{\lambda} \quad (2)$$

Przy zasilaniu dwutonowym wolno drgająca membrana stanowi ruchome źródło o prędkości $v_1(t)$ i częstotliwości f_1 oraz częstotliwości wyższej f_2 odbieranej przez nieruchomego słuchacza jako f , zmienna skutkiem efektu Dopplera:

$$f(t) = \frac{c}{c - v_1(t)} f_2$$

Pozostając w zakresie realnie występujących zniekształceń można przyjąć, że $\frac{v_1(t)}{c} \ll 1$, wówczas:

$$f(t) \approx 2\pi f_2 \left(1 + \frac{v_1(t)}{c} \right)$$

Całkowita faza w odległości x wynosi:

$$\Phi(t) = \Phi_f + \Phi_x = 2\pi \int f(t)dt + \beta x$$

Składowa przestrzenna argumentu ciśnienia nie jest stała także dla $x_o = \text{const}$. Jej zmianę przy założeniu $\Delta x \ll \lambda$ można przybliżyć różniczką zupełną $\Delta(\beta x)$. Zmiana Φ_x wywołana ruchem membrany z prędkością v_1 obejmuje dwie składowe:

$$\Delta(\beta r) \cong \frac{\partial \Phi_x}{\partial \beta} \Delta \beta + \frac{\partial \Phi_x}{\partial x} \Delta x \quad (3)$$

Przyjmując:

$$\begin{aligned} \beta_o &= \frac{2\pi}{\lambda_2} \\ \varepsilon_v &= \frac{v_1(t)}{c} \\ \varepsilon_x &= \frac{\Delta x(t)}{x_o} \end{aligned} \quad (4)$$

można wyróżnić:

$$f(t) = f_2(1 + \varepsilon_v) - \text{modulacja częstotliwości} \quad (5)$$

$$\Phi_x = \beta_o x_o (\varepsilon_v - 2\varepsilon_x - \varepsilon_v \varepsilon_x) - \text{faza modulująca} \quad (6)$$

Faza w odległości x_o przyjmuje zatem postać:

$$\begin{aligned} \Phi(t, x_o) &\cong 2\pi f_2 t + \beta_o x_o + \\ &+ \beta_o x_o (\varepsilon_v - 2\varepsilon_x - \varepsilon_v \varepsilon_x) \end{aligned} \quad (7)$$

Dla dwutonowego sygnału testowego

$$\begin{aligned} v_1(t) &= V_1 \cos 2\pi f_1 t \\ \Delta x(t) = x_1 &= -\frac{V_1}{2\pi f_1} \sin 2\pi f_1 t \end{aligned}$$

$$\varepsilon_v = E_v \cos 2\pi f_1 t$$

$$\varepsilon_x = E_x \sin 2\pi f_1 t$$

Rezultatem efektu Dopplera przy wymuszeniu dwutonowym jest zatem jednoczesna modulacja fazy PM i częstotliwości FM sygnału y , symptomatyczna dla niekorzystnych kategorii SE. Jej składowe różnią się fazą (ε_v i ε_x są przesunięte o $\pi/2$).

Efekty słyszalne świadczą o niewłaściwej eksploatacji głośnika, pracy w nieprzewidzianym paśmie częstotliwości, niekorzystnym rozkładzie mocy PSD sygnału.

3. DEMODULACJA

Badanie modulacji niezamierzonych poprzez odtworzenie niskoenergetycznych sygnałów modulujących w konkretnym egzemplarzu głośnika i warunkach jego pracy, rozwiązanie powyższe pozwoliłoby wydobyć i potencjalnie wykorzystać możliwie największą część informacji związanych z różnymi sygnałami testowymi, także dwutonowym. Rozróżnienie ST – SE zależy wówczas od trafego rozeznania, jakiego rodzaju modulacji charakterystycznych dla każdego ze stanów oraz wyboru adekwatnej procedury demodulacji. Docelowo niezbędne jest także obiektywne ilościowe kryterium klasyfikacji SE i ST.

Układ pomiarowy winien być demodulatorem czułym na fazę i eliminującym składową nośną o częstotliwości f_2 . Celowa wydaje się demodulacja fazy oraz amplitudy i ewentualna łączna ocena rezultatów. Pozwoli to uwzględnić wszystkie prążki modulacyjne, a nie jedną, lub dwie pary i w efekcie ocenić cały efekt zniekształcenia.

Tonowy sygnał modulujący $v_1(t)$ zaciera różnicę między efektami obu modulacji, należy zatem użyć selektywnego demodulatora. Wymagania te może spełnić układ wykorzystujący pętlę synchronizacji fazy PLL. Jak wskazują doświadczenia autorów, w przypadku PM zarówno $\text{Arg}(\phi)$ jak też pętla synchronizacji fazy PLL działają równie dobrze, jeśli $f_1, f_2 = \text{const}$. Przy pomiarze on-line, lub ciągłym przestrajaniu obu, układ śledzenia fazy może zapewnić nieobciążoną i selektywną demodulację w czasie rzeczywistym [4, 5].

3.1. Pętla synchronizacji fazy PLL

Filtr śledzący (*Tracking filter*), znany jako pętla synchronizacji fazy PLL, jest powszechnie od lat stosowany w telekomunikacji i technice pomiarowej przede wszystkim dla różnego rodzaju demodulacji *on-line* [5, 6]. Model sygnałowy stosowanego dalej demodulatora PLL przedstawia rys.1.

Próba wykorzystania pętli PLL dla bieżącej demodulacji y przy ciągłej i określonej (np. liniowej zmianie) stanowi korzystną alternatywę kilku ocen IMD dla wybranych par $[f_{1k}, f_{2k}]$ [3,4]. Porównywanie wyników kilku demodulacji dla tych samych sygnałów wydaje się natomiast celowe przy identyfikacji diagnostycznej obiektu, może bowiem ułatwić interpretację uzyskanych estymat w warunkach nieznamośności modeli zarówno modulatora, jak też sygnału $x_{1E}(t)$.

Najprostszy, iloczynowy detektor fazy, realizuje operację

$$\mathbf{u}(t) = \text{Im } \mathbf{Y} \text{ Re } \hat{\mathbf{Y}}_R \quad (8)$$

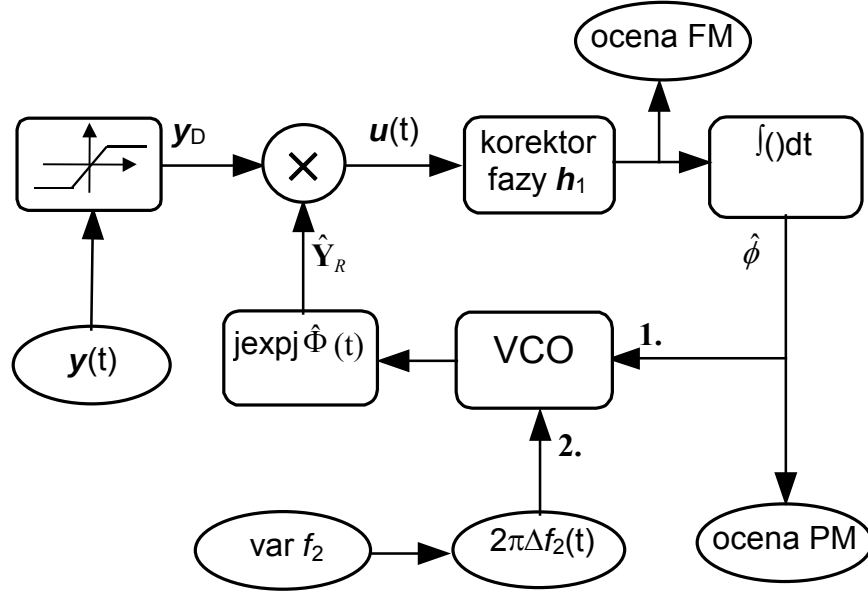
W przypadku
sygnału PPM

pierwszej harmonicznej

oraz

$$\mathbf{y}(t) = \sqrt{2P_Y} \sin[\Phi(t)]$$

$$\mathbf{y}_R(t) = \cos[\hat{\Phi}(t)]$$



Rys. 1. Model sygnałowy pętli PLL synchronizowanej dodatkowo częstotliwością sygnału nośnego

- 1) wejście autosynchronizacji fazy,
- 2) sygnał przyrostu częstotliwości nośnej

Stabilność PLL zależy także od amplitudy sygnału wejściowego. W warunkach demodulacji drgań o niekontrolowanej amplitudzie trzeba stosować ogranicznik wartości skutecznej, lub maksymalnej.

Dopóki $P_Y < P_O$, na wyjściu detektora fazy występują dwie składowe sygnału $\mathbf{u}$

gdzie:

P_Y – moc sygnału wejściowego,
 P_O – moc graniczna nie dyskryminowana

$$\mathbf{u}(t) = \sqrt{\frac{P_Y}{2}} [\sin(\Phi - \hat{\Phi}) + \sin(\Phi + \hat{\Phi})] \quad (9)$$

Jeśli nie ma modulacji a $f_2 = \text{const} = f_{20}$,

wówczas $\frac{d\hat{\Phi}}{dt} = 2\pi f_{20}$ i pierwszy składnik (9)

wynosi 0, a drugi ma średnią częstotliwość $\approx 2\Omega_c$. Jego odfiltrowaniu służy filtr $\mathbf{h}_1(t)$, pełniący funkcję korektora fazy [3] i ograniczający pasmo demodulacji do maksimum $0,5f_{20}$

$$\hat{\Phi} = \int \mathbf{u}(t) * \mathbf{h}_1(t) dt$$

Sygnał na wyjściu filtru, poprzez układ całkujący steruje generatorem fazy VCO. Przetwornik ten decyduje o demodulacji składowej

wartościowej fazy i wiąże się ściśle z jej modelem zależnym od rodzaju modulatora i nośnej odbieranego sygnału [3,4]. Wprowadzona tu synchronizacja zewnętrzna wynika tak z odmienności modelu fazy $\mathbf{y}$ przy liniowej zmianie nośnej, jak też omówionego w [4] sposobu synchronizacji VCO, opisanego równaniem [3]

$$\frac{d\hat{\Phi}}{dt} = 2\pi f_{20} \left[1 + \frac{\Delta f_2(t)}{f_{20}} + \frac{\mathbf{u}(t) * \mathbf{h}_1(t)}{2\pi f_{20}} \right] \quad (10)$$

Drugi składnik w nawiasie (10) reprezentuje udział zmian częstotliwości nośnej.

Na wyjściu PLL odtwarzana jest różnica faz $\Phi - \hat{\Phi}$ w przypadku DPM, lub jej pochodna w przypadku DFM.

PLL jest układem nieliniowym o bardzo skomplikowanej dynamice zmierzającej w pewnych wypadkach ku chaosowi zdeterminowanemu.

Adaptację PLL dla oceny modulacji niezamierzonych ułatwia:

- znajomość i dostępność oryginalnego sygnału nośnego $\mathbf{x}_2(t)$;
- dopasowanie parametrów demodulatora do adekwatnego modelu zmienności fazy.

Utrudnia ją natomiast nieznanie modelu modulacji, zatem i jej rodzaju. Zaznaczmy, że PLL

zmodyfikowana przez Costasa umożliwia synchroniczną demodulację amplitudy z eliminacją składowej nośnej [3].

4. WERYFIKACJA EKSPERYMENTALNA

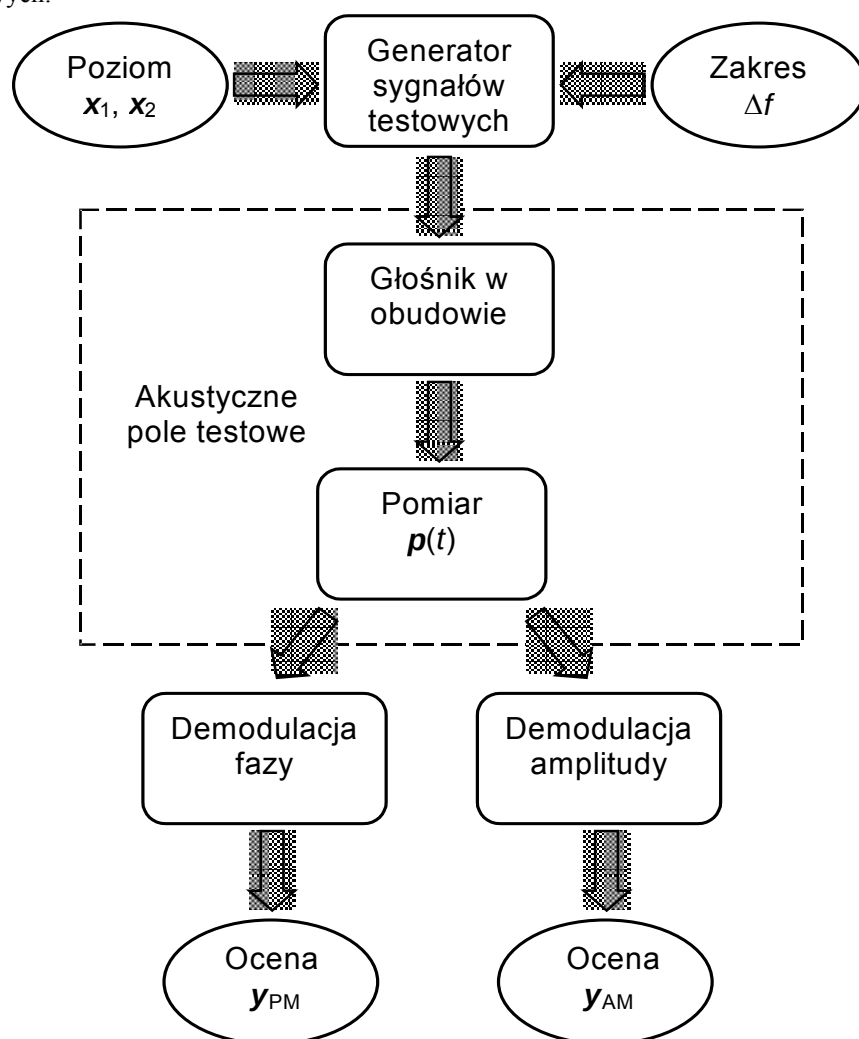
Jej celem bezpośrednim było porównanie różnych, asynchronicznych i synchronicznych metod demodulacji w odtwarzaniu rzeczywistych sygnałów AM i PM.

Głośniki w obudowach z otworem badano w komorze bezchowej sygnałem dwutonowym $x_1 + x_2$. Etapy procedury zestawia rys. 2.

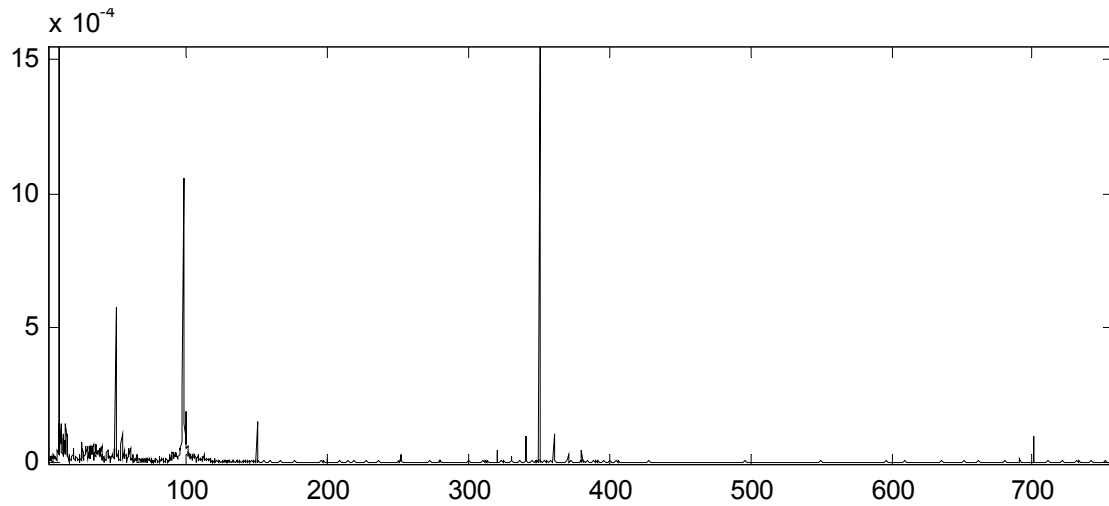
Prezentowane przykłady dotyczą dwu różnych głośników i różnych par częstotliwości $ff = [f, f_2]$ sygnałów testowych.

Zostały wybrane ze względu na maksymalną różnicę udziałów modulacji AM i PM odpowiedzi głośników. Użyto PLL jako demodulatora PM (a także FM) oraz modułu sygnału analitycznego $Abs(Y)$ dla demodulacji amplitudy.

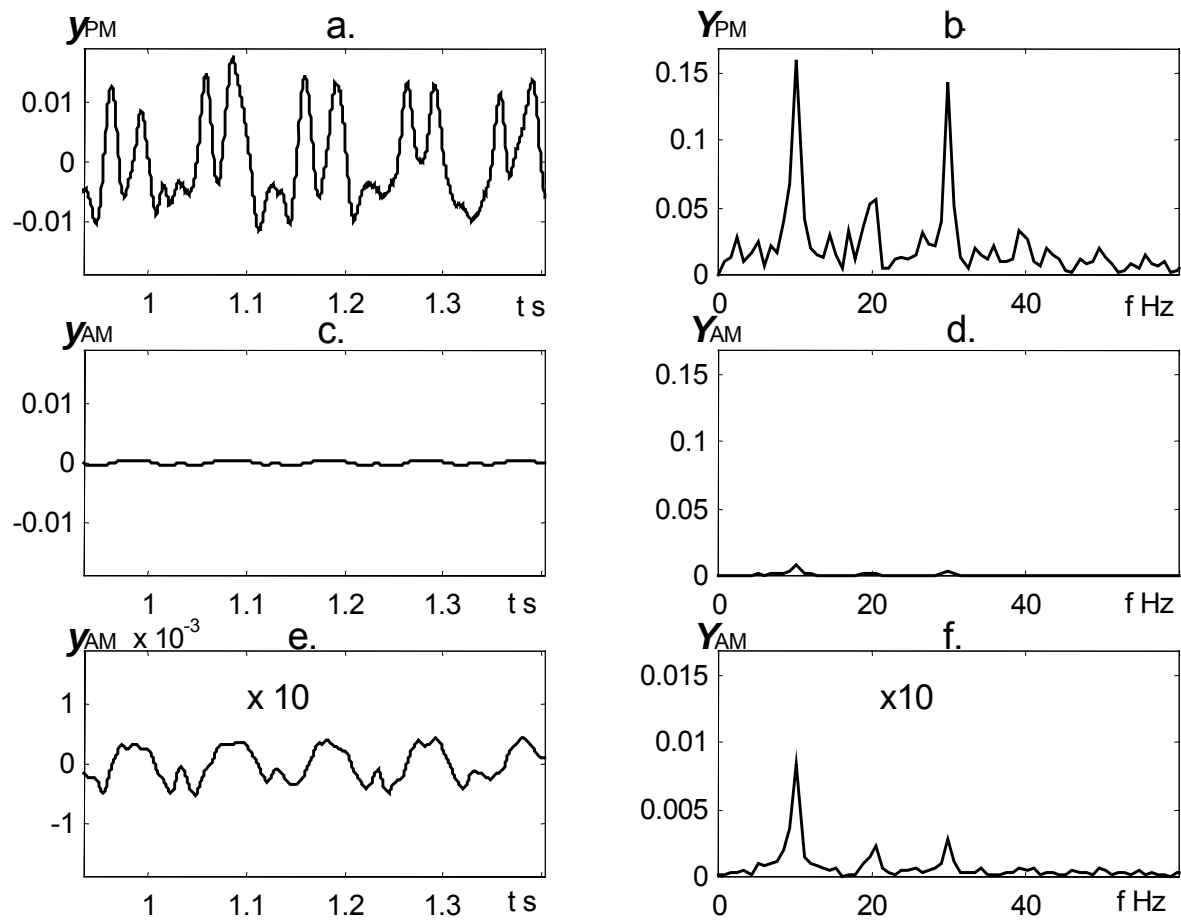
Głośnik A pobudzany był tu znacznie poniżej częstotliwości rezonansu $ff = [10, 350]$ Hz, $f_1 = 10$ Hz $\ll f_0$, co nie jest w poprawnej eksploatacji dopuszczalne dla obudowy otwartej. Dla głośnika B $ff = [200, 1400]$ Hz mieści się w katalogowym zakresie odtwarzanych częstotliwości. Pozostałe wyniki wykazują także znaczne różnice udziałów AM i PM.



Rys. 2. Etapy identyfikacji niezamierzonych modulacji odpowiedzi głośnika



Rys. 3. Widmo RMS odpowiedzi głośnika A. Prążki wymuszeń obcięto dla lepszej czytelności modulacji

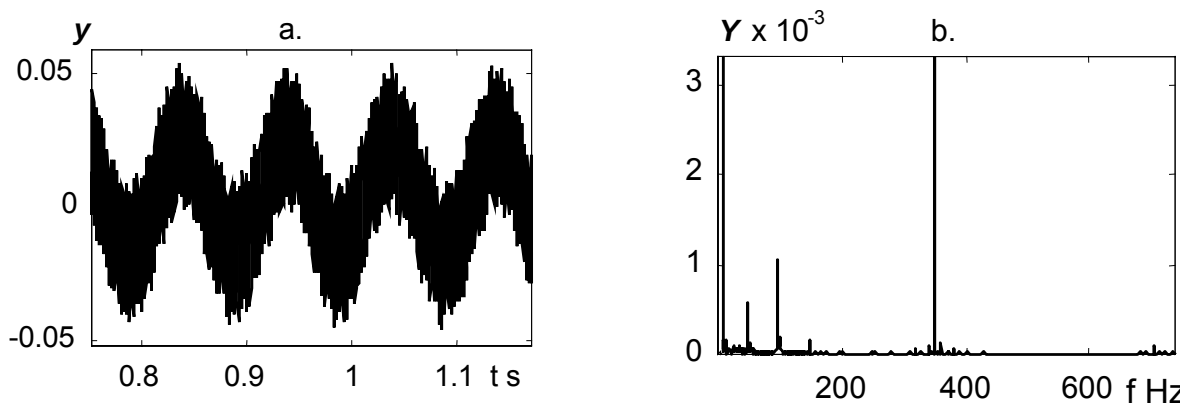


Rys. 4. Głośnik A. Rezultaty demodulacji w dziedzinie czasu (a,c,e) i częstotliwości (b, d, f)

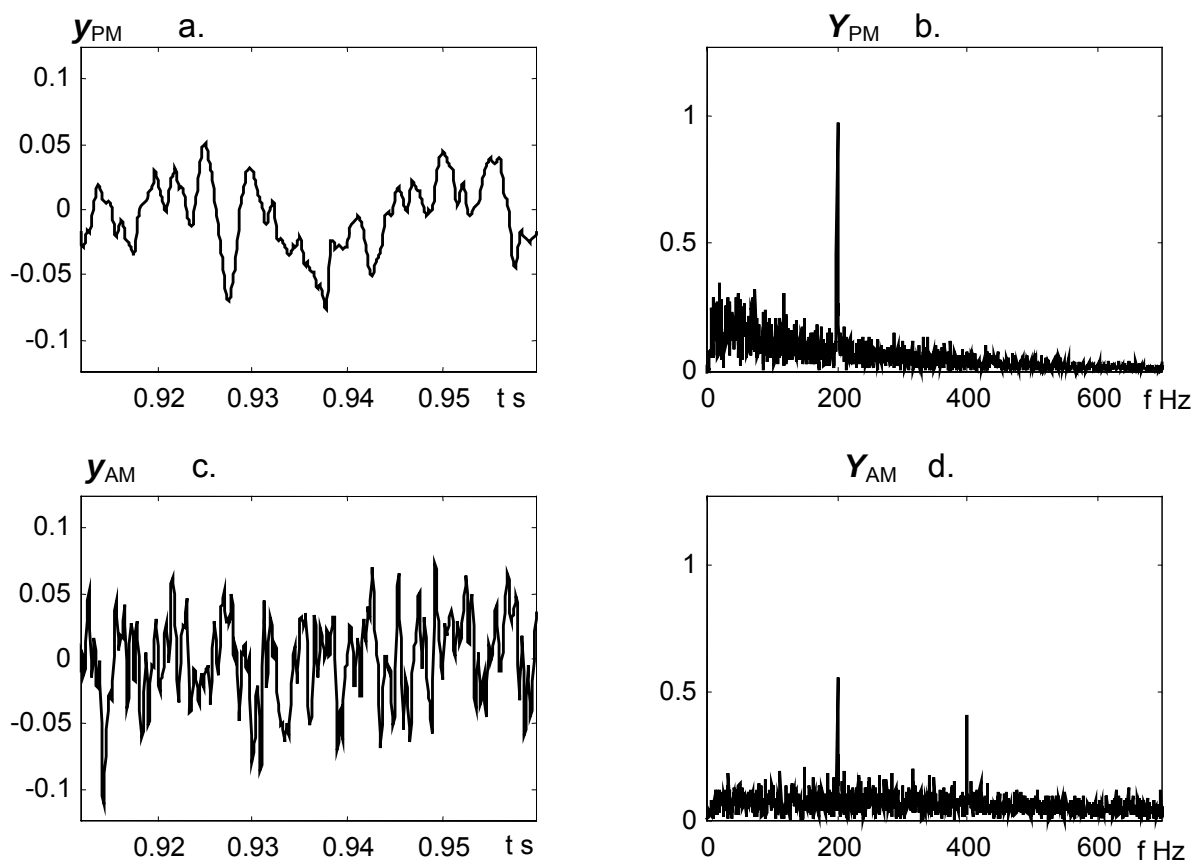
a). b). demodulacja fazy PM
 c). d). demodulacja amplitudy AM
 e). f). jw. – czułość $\times 10$

Przypadek B. dotyczy innego egzemplarza głośnika
 – f_1 powyżej częstotliwości rezonansu reprezentuje

korzystniejszą dla głośnika lokalizację
 odtwarzanego pasma częstotliwości.



Rys. 5. Sygnał odpowiedzi głośnika B (a) i jego widmo RMS (b). Prążki wymuszeń obcięto dla lepszej czytelności modulacji.



Rys. 6. Głośnik B. Rezultaty demodulacji w dziedzinie czasu (a, c) i częstotliwości (b, d)
 a). b). demodulacja fazy PM
 c). d). demodulacja amplitudy AM

Przedstawione na rys. 3 i 5 widma RMS są w skali bezwzględnej mało czytelne. Rezultaty demodulacji PM i AM zestawiają rys. 4 i 6. Ich wzajemne porównywanie nie jest celowe, bo dotyczą jakościowo różnych modulacji. Konieczna jest skala porównawcza w ramach każdej z nich określająca zakresy zmienności symptomatyczne określonym kategoriom SE, lub ST oraz wartości referencyjne.

5. WNIOSKI

- Demodulacja umożliwia odtworzenie w dziedzinie czasu niskoenergetycznych składowych powodujących IMD.
- Wykorzystanie dopplerowskiej modulacji fazy dla diagnozowania SE głośnika wydaje się uzasadnione.
- Dla celów oceny współczynnika IMD, odtwarzany jest cały efekt danej modulacji, a nie tylko wybrane składowe spektralne.

- Przy demodulacji *on-line* korzystne są demodulatory synchroniczne. Eliminują zniekształcenia od modulacji nie pochodzące oraz ułatwiają skanowanie k_{IMD} w badanym zakresie reprodukcji dźwięku.

Ważniejsze oznaczenia i skróty

AM – demodulacja amplitudy
 FM – demodulacja częstotliwości
 PM – demodulacja fazy
 IMD – Intermodulation distortion, zniekształcenia intermodulacyjne
 ξ – odległość pomiarowa ciśnienia
 Φ – faza sygnału y
 PLL – Phase-locked loop, pętla synchronizacji fazy
 SNR – Signal to noise ratio, stosunek mocy sygnału do szumu
 SE – stan eksploatacyjny
 ST – stan techniczny
 VCO – Voltage controlled oscillator, generator sterowany napięciem
 v_1 – prędkość drgań tonu modulującego
 x_1 – niskoczęstotliwościowy sygnał wymuszenia (modulujący)
 x_2 – wysokoczęstotliwościowy sygnał wymuszenia (modulowany)
 y – sygnał odpowiedzi głośnika
 y_{AM} – rezultat demodulacji AM
 y_{PM} – rezultat demodulacji PMM
 Y – widmo RMS odpowiedzi głośnika

Literatura

- [1] Aleksandrow S., Czerwinski E., Terekhov A., Voishvillo A.: Multitone Testing of Sound System Components. N.Y. AES Journal, v. 49, part I – n. 11, p. 1011-1048, part II – n. 12, p. 1181-1192, 2001
- [2] Krzyworzeka P., Cioch W.: Pętla synchronizacji fazy w diagnozowaniu głośnika. Katowice, Mat XXX Symp. Diagn. Masz., Z.N. Pol. Sl., z.1, s. 101 – 109, 2002
- [3] Haykin S.: Systemy telekomunikacyjne. W-wa, WKiŁ, 1998
- [4] Krzyworzeka P.: Demodulacja amplitudy sygnału diagnostycznego synchronizowanym filtrem Kalmana. Kraków, Mechanika, t. 16, z. 4, s. 492-501, 1997
- [5] Krzyworzeka P.: Application of phase locked loop circuit to on-line phase demodulation of

Narrow-band Diagnostic Signal. W-wa, Machine Dynamics Probl. n. 2, p. 55 – 68, 1999

- [6] Krzyworzeka P.: Synchroniczne wspomaganie odwzorowań diagnostycznych. Kraków. Mon. AGH, n. 103, 2001
- [7] Norma PN-92/T-04701
- [8] Sobkowski J.: Częstotliwościowa analiza sygnałów. W- wa, Wyd. MON, 1975
- [9] Żyszkowski Z. Miernictwo akustyczne. W-wa, WNT, 1987
- [10] Żyszkowski Z. Podstawy elektroakustyki. W-wa, WNT, 1982



Dr hab. inż. Piotr Krzyworzeka studiował na Wydziale Elektryfikacji Górnictwa i Hutnictwa AGH uzyskując w roku 1964 dyplom magistra inżyniera elektryka o specjalności automatyka, a w roku 1972 doktorat z zakresu diagnostyki technicznej. Pracuje na tejże uczelni do dziś, początkowo w Katedrze Maszyn i Pomiarów Elektrycznych, potem (od 1987) w Katedrze Mechaniki i Wibroakustyki. Jest autorem ok. 60 publikacji, głównie o tematyce diagnostycznej, rzeczoznawcą SEP w zakresie elektroakustyki, sekretarzem Polskiej Sekcji Audio Engineering Society, a także członkiem PTDT od momentu jego powstania.



Mgr inż. Witold Cioch jest absolwentem Wydziału Budowy Maszyn i Lotnictwa PRz 1996 r., gdzie otrzymał dyplom magistra inżyniera mechanika o specjalności napędy lotnicze i Wydziału Inżynierii Mechanicznej i Robotyki AGH 1998 r., gdzie uzyskał dyplom magistra inżyniera o specjalności wibroakustyka i inżynieria dźwięku. Obecnie jest asystentem w Katedrze Mechaniki i Wibroakustyki AGH. Autor 24 publikacji z tematyki diagnostyki technicznej i szeroko rozumianej wibroakustyki. Zajmuje się zagadnieniami cyfrowego przetwarzania sygnałów diagnostycznych, sieciami neuronowymi i analizą ryzyka eksploatacyjnego.

SYNCHRONIZM NIEZAMIERZONY W MASZYNACH

Piotr Krzyworzecka

Katedra Mechaniki i Wibroakustyki
Akademia Górniczo-Hutnicza
Al. Mickiewicza 30, 30-065 Kraków
e-mail: krzyworz@agh.edu.pl

Streszczenie

Synchronizm niezamierzony związany jest z działaniem systemów, nie tylko technicznych, w których realizacja celu podstawowego wiąże się z cyklicznym powtarzaniem sekwencji zdarzeń. Autor podejmuje próbę wykorzystania tego zjawiska dla wspomagania procedur odtwarzania przez systemy diagnozujące informacji o ewolucji dynamicznych procesów resztkowych w systemach diagnozowanych. Traktuje synchronizm jako wielowartościową własność mierzalną, formalizowaną przez rozmytą relację bliskości dwu ciągów zdarzeń. Opis taki pozwolił wyróżnić szereg kategorii fenomenu i wprowadzić wskaźniki stopnia synchronizmu dla oceny efektów wspomagania. Wybrane przykłady zweryfikowane eksperymentalnie pozwoliły ocenić zalety wspomagania synchronicznego, ale i trudności związane z jego efektywnym wykorzystaniem.

Słowa kluczowe: diagnostyka, synchronizm, innowacja

SPONTANEOUS SYNCHRONISM IN ROTATING MACHINERY

Summary

The paper discusses properties and possibilities of spontaneous synchronism related to repeatable operation mode of certain technical systems. A new approach to phenomenon interpretation and description is proposed, based on the principle that unintentional machine synchronism represents multivalent measurable feature, defined using fuzzy relation of proximity between two series of events. As it has been shown, spontaneous synchronism can improve encoding and information transfer about evolution of internal low-energy vibration components, important for diagnosis in defect formation. On the other hand a proper synchronism category recovered in diagnostic system enables useful information recovery more efficient. Moreover author discusses some categories of synchronism and proposes appropriate methods of synchronisation using as follows: short time mean cycle, direction of innovation in the symptom space, recovered carrier signal, sections of power wavelet transform.

Key words: diagnostics, synchronism, innovation

1. WSTĘP

Truizmem byłoby stwierdzenie, że działanie zorganizowane prowadzi na ogół do lepszych rezultatów niż chaotyczne zachowanie podmiotu działań. Co więcej – pozorny, lub rzeczywisty chaos w obserwowanej rzeczywistości wymaga dobrze zorganizowanej reakcji adaptacji, bądź przeciwdziałania.

Jedną z kategorii organizacji stanowi w maszynie cyklicznej synchronizm [13].

W pewnych okolicznościach determinuje sposób, czas i miejsce przepływu energii i informacji w systemach technicznych także bez zamysłu konstruktora.

Przedmiotem rozważań będzie tu wskazanie i uściślenie roli synchronizmu jako własności wspomagającej odwzorowanie pewnych kategorii

zmienności istotnych dla diagnozowania maszyn [9], w których:

- powtarza się dynamiczne oddziaływanie elementów (także mediów);
- realizacja celu podstawowego obejmuje cykliczne powtarzanie sekwencji zdarzeń podobnych, lecz nie identycznych;
- z ruchem związana jest emisja wibroakustyczna, lub inna mierzalna na zewnątrz obiektu w trakcie jego funkcjonowania.

Wykorzystanie synchronizmu wiąże się z podejściem sygnałowym w badaniu maszyn i systemów ich diagnozowania. Niezależnie od nośnika fizycznego pewne typy zmienności wymagają określonych charakterystyk i procedur dla uzyskania domniemanej, a pożądanej informacji [5].

Zmienność informacyjna – pojęcie innowacji

Jak rozpoznać zmienność pożądaną? Dalej za informacyjnie wartościową uznawana jest zmienność innowacyjna – ZI, w dobrym stanie technicznym praktycznie niemierzalna, jakie by nie były zmiany stanu eksploatacyjnego SE (oczywiście w dopuszczalnych granicach).

Podobnie składowa lub cecha sygnału, której zmienność odtwarza zmianę parametrów stanu technicznego ST w sensie statystycznym, lub zdeterminowanym określana będzie dalej mianem innowacyjnej.

2. FORMALIZACJA I MIERZALNOŚCI SYNCHRONIZMU

Warto poddać rewizji dotychczasowe definicje synchronizmu pod kątem przydatności dla opisu synchronizmu niezamierzonego. Okazują się niewystarczające, a przede wszystkim niekonstruktywne dla rozszerzenia wykorzystania zjawiska w diagnozowaniu maszyn [16] (poza sumowaniem synchronicznym).

Autor zakłada, że synchronizm:

- a) jest wielowartościową własnością mierzalną;
- b) może zostać wykorzystany dla wspomagania kodowania, transferu i odwzorowania w polu zjawiskowym maszyny informacji o jej stanie technicznym.
- c) umożliwia selekcję odwzorowywanych własności;
- d) pozwala lokalnie uniezależnić odwzorowanie zmiany stanu technicznego od zmian cyklu;
- e) efekty wspomagania mogą zostać ilościowo ocenione i porównywane;
- f) wykorzystanie wspomagania w systemie diagnozującym może pozwolić na odwrócenie pewnych operacji obiektu i odtworzenie zmienności informacyjnej oryginalnego nośnika. w systemie diagnozującym.

W ostatnim przypadku będzie to już synchronizm zamierzony, wprowadzony celowo, jak to ma powszechnie miejsce w systemach telekomunikacyjnych, bądź pomiarowych.

2.1. Pojęcie synchronizmu

Pojęcie synchronizmu, rozmaicie w różnych zastosowaniach interpretowane w najszerszym ujęciu oznacza jednoczesność par zdarzeń niezależnych

$a_k \in [a_k, \prec], b_k \in [b_k, \prec]$ należących do ciągów uporządkowanych. Synchronizacja natomiast stanowi działanie, które tą jednoczesność zapewnia [6]

Definicję taką, określaną skrótowo SSI (synchronizm systemów informacyjnych) można przyjąć jednie za punkt wyjścia. Ujmuje ona dość precyzyjnie fenomenologię zjawiska w systemach zamierzonego kodowania i przesyłania informacji i

stanowi podstawę optymalizacji pewnej klasy systemów telekomunikacyjnych. Zdaniem autora nie daje takich możliwości w odniesieniu do wewnętrznych procesów drganiowych systemów innych.

Umykają bowiem uwadze eksperymentatora pewne fenomeny związane z organizacją przepływu energii i informacji wartościowej w systemach kodowania niezamierzonego, jakim jest niewątpliwie diagnozowany system techniczny, biologiczny bądź ekonomiczny. We wszystkich synchronizm rzadko bywa tak jednoznaczny – co więcej, obserwuje się jego pogarszanie w trakcie eksploatacji. Degradacji funkcjonalnej i strukturalnej maszyny towarzyszy dezorganizacja ruchu (np. zmniejszenie regularności biegu), która prowadzi do desynchronizacji procesów drganiowych zewnętrznych oraz tych związanych z ruchem celowym, czego objawem może być powstanie i intensyfikacja modulacji położenia impulsów siły PPM [2, 9, 14].

Refleksja nad rolą synchronizmu niezamierzonego w maszynie, skłania do rozszerzenia zakresu interpretacji pojęcia i formalizacji jego definicji. Czysto pragmatyczny punkt widzenia postuluje potraktowanie synchronizmu jako własności mierzalnej. Coś trzeba najpierw zmierzyć, by świadomie i celowo wykorzystać w systemie fizycznym.

Otóż przytoczona na wstępie definicja implikuje co najwyżej elementarną mierzalność zjawiska w skali nominalnej [7], tj. rozróżnienie klas: synchronizm–brak synchronizmu. Ponadto w maszynie, przynajmniej jeśli chodzi o procesy drganiowe, trudność sprawiać może już samo określenie zdarzeń, które miałyby być *stricte* jednoczesne.

2.2. Relacja synchronizmu

Docelowa definicja robocza synchronizmu powinna stwarzać podstawę formalną dla realizacji postulatów (1.a)...(1.e) w określonych obszarach zainteresowań. Jej wykorzystanie dla wspomagania odtwarzania składowych wartościowych sygnałów maszyny a zwłaszcza optymalizacja tych procedur, byłyby zdaniem autora lepsze, jeśli potraktować synchronizm jako własność wielowartościową, mierzalną w stopniu większym niż elementarny i skali wyższej niż nominalna.

Określenie synchronizmu, jako relacji jest z wielu względów korzystne. Podejście teoriomnogościowe (relacyjne) wydaje się ogólne w stopniu bardziej niż wystarczającym. [8, 12].

Opis w postaci systemu relacyjnego ma i tę zaletę, że nie wiąże zjawiska synchronizmu z określoną strukturą fizyczną. W ujęciu Ujemowa–Mesarowicza [15] system taki determinuje struktura relacyjna określona na zbiorze obiektów, z którą w sposób sensowny i zadowalający opisuje modelowany fenomen

w pewnym przedziale czasowo-przestrzennym rozstrzygając o stopniu mierzalności jego cech $[W_k]$ (wybranych własności charakteryzujących interesujące procesy fizyczne).

Tworzenie modelu postępuje według kolejności:

$$[z] \Rightarrow [W] \Rightarrow [R]$$

Inaczej mówiąc, jeśli pewne zjawiska implikują własności, wynika z tego określona struktura relacyjna [10,15]. Takie podejście pozwala uniknąć tworzenia modeli trywialnych.

Ujmując najogólniej naturę zjawiska, **synchronizm oznacza powtarzanie w czasie określonej relacji dwuargumentowej** – $\mathcal{R}$ [11]. Nie precyzując w tym momencie typu $\mathcal{R}$ można przyjąć, że zbiór $[\mathcal{R}_k]$ w momentach t_k

$$\mathcal{L}s = \mathcal{R}_{k-2}:t_{k-2} \prec \mathcal{R}_{k-1}:t_{k-1} \prec \mathcal{R}_k:t_k \prec \mathcal{R}_{k+1}:t_{k+1} \prec \mathcal{R}_{k+2}:t_{k+2} \quad (2.1)$$

formalizuje synchronizm jako łańcuch $\mathcal{L}s$ (2.1) relacji porządku $\prec$ wyznaczającej następstwo czasowe, lub egzystencjalne kolejnych $\mathcal{R}_k$, jednak bez kwantyfikacji przyczynowo – skutkowej, ani określenia rodzaju $\mathcal{R}$.

Przyjmując $\mathcal{R}$ jako lokalny (lub elementarny) opis synchronizmu, można łańcuch $\mathcal{L}s$ (2.1) uznać za jego opis globalny w przedziale, jeśli przedział obserwacji T obejmie całość fenomenu oraz:

- wszystkie relacje $\mathcal{R}$ są podobnego typu;
- $\mathcal{R}$ jest zwrotna i symetryczna (synchronizm nie wyróżnia przyczyny, a założenie przechodniości nie jest konieczne przy ograniczeniu liczby sygnałów do dwóch);
- w przypadku logiki wielowartościowej ($\mathcal{R} \Rightarrow \mathcal{R}_m$) nie muszą być $\mathcal{R}_m$ jednakowej wartości, jednak w przedziale T ich zmienność winna być pozbawiona trendu (pomijając stan przejściowy procedury synchronizacji).

Zasada (2.1) jest wystarczająco ogólna by wykorzystać ją dla:

- opisu wspomaganego przepływu informacji wartościowej w maszynie,
- selekcji składowych wartościowych sygnałów zmierzonych.

Pozostaje określenie rodzaju obiektów, których $\mathcal{R}$ dotyczy (dziedziny i przeciw-dziedziny relacji). Uwarunkowania fizyczne wskazują w pierwszym rzędzie na zdarzenia. Pojęcie zdarzenia odnosi się tu do zjawisk na danym poziomie obserwacji niepodzielnych. Autor interpretuje je jako fragment rzeczywistości (lub jej cechy) obiektu lokalizowany momentem, przedziałem, lub kategorią czasu [10].

Relacja bliskości

Przyjmując obserwację strumienia zdarzeń jako realizację pewnego procesu fizycznego w czasie biegu maszyny (taką definicję procesu przydatną w diagnostyce podaje [16]), autor proponuje określić $\mathcal{R}$ jako relację dwu zdarzeń bliskich należących do dwu strumieni zdarzeń Z_1 i Z_2 [12].

$$z_{1k} \mathcal{R}_k z_{2kl} \subset Z_1 \times Z_2$$

$$\begin{array}{ccccccc} & & \uparrow & & & & \\ z_{1k-2} & \prec & z_{1k-1} & \prec & z_{1k} & \prec & z_{1k+1} & \prec & z_{1k+2} \\ & & \downarrow & & \downarrow & & \\ z_{2k-2} & \prec & z_{2k-1} & \prec & z_{2k} & \prec & z_{2k+1} & \prec & z_{2k+2} \end{array} \quad (2.2)$$

Określenie $\mathcal{R}$ jako podzbioru iloczynu kartezjańskiego $Z_1 \times Z_2$ eliminuje warunek zwrotności. Uznając za trywialne stwierdzenie bliskości zdarzenia samemu sobie, można opis tego faktu pominąć. Wymagania pomiaru ograniczają reprezentacje każdego z procesów do podzbiorów $[z_1]$, $[z_2]$ zdarzeń, będących łańcuchami $\mathcal{L}s_1$ i $\mathcal{L}s_2$ relacji porządku częściowego, uporządkowanymi dobrze w skali czasu – t , lub $\mathcal{G}$ [12]. W systemie przetwarzania (np. diagnozującym) selekcja łańcucha dokonuje się np. przez odpowiednią procedurę selekcji ciągu próbek, w przedziale obserwacji T_k , przykładem jest opisana w [9] procedura PLD. Zakładając izomorfizm obu łańcuchów:

$$\mathcal{L}s_1^N \subset Z_1^N, \quad \mathcal{L}s_2^N \subset Z_2^N \quad (2.3)$$

postulaty 1.3. (a) i (b) w roli $\mathcal{R}$ dobrze spełnia relacja bliskości β . [12]. Dla pary zdarzeń $z_{1k} \in [z_1]$ i $z_{2k} \in [z_2]$ uporządkowanych w czasie stanowi w każdym przypadku $z_{1k}\beta_k z_{2k}$ elementarny przeciwna relacji porządku określonej na zbiorze par zdarzeń bliskich

$$[\beta(z_{2kl}, z_{2k2})]$$

Pośród podanych w [12] własności relacji β , istotną dla opisu synchronizmu wydaje się także następująca

$$\forall z_1, z_2 (z_1 \beta z_2) \equiv (t_1 | z_1 = t_2 | z_2) \quad (2.4)$$

formalizująca wyjściową definicję SSI stwarzająca przesłanki dwuwartościowej klasyfikacji synchronizmu (tak – 1, nie – 0).

W pewnych zastosowaniach celowe okazuje się ograniczenie $\mathcal{R}$ do bliskości największej (postulat wyłączności – [12]). Wówczas każdemu zdarzeniu jednego ze zbiorów $z_{1k} \in [z_1]$ jedno i tylko jedno zdarzenie ze zbioru drugiego $z_{2l} \in [z_2]$ może być bliskie. Jednoznaczna relacja β staje się funkcją ϕ_B taką że, $[z_{1k}, z_{2l}] \in \phi_B$ [tamże]. Wynika stąd, że zbiory Z_1 i Z_2 nie muszą być równoliczne, co więcej, praktycznie ważny bywa przypadek $\text{card}(Z_2) \gg \text{card}(Z_1)$, jako podstawa optymalnej selekcji zdarzeń najbliższych.

Sygnał ma różne cechy, w różnym też stopniu odwzorowują je zdarzenia. By nie ograniczać opisu synchronizmu do jednej z nich, przyjmujemy dalej, że dwuargumentowa relacja $C(z_{1k})\mathcal{R}_s C(z_{1k})$ dotyczy bliskości zdarzeń ze względu na pewną cechę C , będącą własnością mierzalną W_B na zbiorze $Z_1 \times Z_2$. Cech takich można wyróżnić wiele, aby nie mnożyć bytów ponad potrzebę, wskażemy te jedynie, które znalazły zastosowanie

praktyczne, opisane dalej. Dla sygnałów mogą nimi być:

- kształt,
- energia (moc),
- położenie (faza Φ) względem umownego początku sygnału charakterystycznego),
- częstotliwość – $1/\Theta$,
- kierunek – (wektor).

2.3. Wielowartościowość $\mathcal{R}$

Mierzalność w skali nominalnej należy uznać za ostateczność mało przydatną w ocenie wspomaganie, a przede wszystkim odtwarzania zmienności informacyjnej. W odniesieniu do β warto rozważyć alternatywne rozwiązania ilościowej lokalnej oceny synchronizmu.

Ocena lokalna

Rozmyta relacja bliskości $\tilde{\beta}$ [8] oferuje jedno z prostszych rozwiązań – jej funkcja przynależności $\mu_R[\tilde{\beta}] \in [0, 1]$ pozwala na lokalną ocenę stopnia synchronizmu w skali *de facto* porządkowej, bo sam wybór typu funkcji nie jest jednoznacznie zdeterminowany i w pewnym stopniu arbitralny.

Funkcja bliskości φ_B zamiast relacji β w przestrzeni metrycznej jest powiązana z metryką $d(z_1, z_2)$ jako miarą odległości zdarzeń najbliższych. Definicja SSI implikuje wówczas identyczność zdarzeń

$$\forall z_1, z_2 (z_1 \beta z_2) \Leftrightarrow d(z_1, z_2) = 0 \quad (2.5)$$

Zastąpienie metryki wskaźnikiem bliskości przyjmującym wartości z przedziału $[0, 1]$, pozwala na wielowartościową ocenę stopnia synchronizmu w skali interwałowej. Warunek normalizacji $\varphi_B(z_1, z_2) \in [0, 1]$ narzuca wygodą interpretacji pojedynczej wartości φ_B , ale także analogie z miarami podobieństwa, jak korelacja, czy koherencja, bądź też μ_R [8]. Podstawowe kryterium wyboru φ_B stanowić powinna przydatność dla opisu wspomaganie odwzorowania w konkretnym przypadku.

Ocena globalna

Jak długo rozpatrujemy stan stacjonarny synchronizmu w przedziale T , uporządkowanie zbioru $[\beta_k]$ nie wnosi informacji o tym stanie i sumę zbiorów

$$\mathcal{R}_S = \bigcup_{k=1}^N \beta_k \quad (2.6)$$

można zdefiniować jako relację synchronizmu ciągów zdarzeń, a jej wartość wykorzystać dla oceny globalnej w T .

Najprostszy globalny wskaźnik stopnia synchronizmu stanowi średnia ocen lokalnych

$$ws = E[\mu(R)] \text{ lub, w przypadku funkcji bliskości} \quad ws = E[\varphi_B] \quad (2.7)$$

Potrzebę uśredniania uzasadnia natura wewnętrznych procesów drganiowych maszyny. W przypadku niezamierzonych i nieokreślonych bliżej modulacji drgań [9], kolejne elementy łańcucha (2.1):

- nie są równowartościowe,
- ich wartości nie są dokładnie znane.

Wówczas bliskość oceniana być może jedynie w sensie statystycznym.

Synchronizm w przedziale T , przedstawia zatem system relacyjny $\mathcal{S}_R$ – uporządkowany zbiór wszystkich m dwuelementowych relacji bliskości w zbiorze iloczynowym obu ciągów: zdarzeń – wzór (2.2)

$$\mathcal{S}_R = \left\langle \bigcap_{i=1}^m \beta_i \subset Z_1 \times Z_2, \prec, W_B \right\rangle$$

$$\min(m) = 2 \quad (2.8)$$

a jego stopień ocenia globalny wskaźnik stopnia synchronizmu ws – wzór (2.7). Inne miary synchronizmu należy rozpatrywać w konkretnych zastosowaniach i powiązaniu z określoną procedurą odtwarzania zmienności innowacyjnej.

2.4. Desynchronizacja

Desynchronizacja oznacza działanie pogarszające synchronizm. W maszynie jest przejawem dezorganizacji funkcjonalnej, związanej z postępiem degradacji strukturalnej. Jej wpływ na wibroakustyczne pole zjawiskowe omawia p.3. Desynchronizacja wiąże się ze wzrostem entropii, większym udziałem energetycznym losowych i niepożądanych zachowań maszyny i nie tylko, (efekt dotyczy także organizmów żywych, ekosystemów, społeczeństw).

Mierzalność $\mathcal{R}_S$ pozwala na ocenę ilościową desynchronizacji poprzez skutek przeciwny do efektów synchronizacji. Objawem jest tu także nierównomierność biegu typu losowych fluktuacji cyklu

Proponowana formalizacja okazała się konstruktywna w sensie praktycznym, implikując konkretne rozwiązania, jakie dać mogą odpowiedzi na pytania:

- **synchronizm czego z czym?**
- **w jaki sposób?**
- **w jakim stopniu?**
- **jak?**

3. MODELE WSPOMAGANIA SYNCHRONICZNEGO W MASZYNIE

3.1. Model jakościowy (nominalny) MJ

W hierarchii modeli przydatnych w opisie fenomenu synchronizmu, model najbardziej ogólny nazywany modelem jakościowym (nominalnym) MJ, desygnuje jedynie nazwy własności (cech),

związanych z różnymi aspektami działania obiektu [10].

Maszyna ma wiele własności – jeszcze więcej, gdy jest w ruchu. Jednak potrzeby skutecznego diagnozowania prowadzą do akceptowalnego zdaniem autora, modelu minimum

$$MJ = \langle W1, W2, W3, W_E, W_W \rangle \quad (3.1)$$

[W1] – Zbiór cech diagnozowalnych, umownie reprezentowany dalej przez własność ogólną stanu W1.

[W2] – Cechy związane z funkcjonowaniem obiektu – ruchem, dynamiką i sterowaniem. Reprezentują procesy zdeterminowane i odwracalne, zmienne w skali czasu 't'. Generalnie utrudniają diagnozowanie, lecz właściwe ich wykorzystanie uzyskać symptomy stanu mało wrażliwe na zmiany warunków pracy.

[W3] – Zbiór niekontrolowanych cech zakłócających (zakłócenia niezdeterminowane).

W_W – Własność wspomagająca odwzorowanie. Pominięta zakłóca, właściwie wykorzystana pozwala uzyskać lokalne odwzorowanie własności innej, lepsze w sensie wybranego kryterium. Powinna być mierzalna, a także odtwarzalna w systemie diagnozującym.

W_E – Dotyczy pewnej strategii działań (planu eksperymentu identyfikacji – PE) dla uzyskania najlepszego rezultatu, tak PDI, jak też diagnozy. W_E nie stanowi immanentnej własności obiektu, lecz systemu diagnostycznego jako całości. Jej włączenie w skład MJ wydaje się uzasadnione, bowiem:

- PE decyduje o stopniu mierzalności wybranych składowych modelu;
- od wyboru PE zależy, w jakim stopniu eksperyment odwzorowuje rzeczywiste własności obiektu, a w jakim działanie eksperymentatora;
- związki między W1 i W2 mogą zależeć od W_E (np. preferowanie eksperymentalnych, niekorzystnych warunków pracy przyspiesza postępy zużycia).

Eksperyment wspomagany

Niektóre cechy grupy W2, na przykład prędkość obrotowa, mogą pełnić rolę W_W , wspomagając odwzorowanie zmienności innowacyjnej. Wykorzystanie synchronizmu nie wymaga sterowania, a jedynie mierzalności adekwatnej W_W . W konkretnych rozwiązaniach W_W powinna być mierzalna w skali wyższego rzędu, aby umożliwić jej odtworzenie w systemie diagnozującym [9].

Tak określony MJ jest deterministyczny w sensie jednoznacznego sprecyzowania elementów

zbioru [W]. Do celów praktycznych bezpośrednio nieprzydatny, stanowi jednak MJ podstawę tworzenia modeli ilościowych oraz konstruktywnej interpretacji ich odwzorowań.

Procesy drganiowe maszyn są przejawem takiej, a nie innej organizacji przepływu energii dostarczanej. By prześledzić sposób w jaki niezamierzony synchronizm wspomaga kodowanie, transfer i transformacje zmienności innowacyjnej tych procesów, autor przyjął za podstawę model maszyny jako procesora energii [3, 4], według którego pogorszeniu stanu technicznego towarzyszy w skali czasu eksploatacyjnego ewolucja mocy $V(9)$. rozpraszanej jako dynamiczne procesy resztkowe – DPR.

DPR, bezpośrednio niemierzalne, mogą reprezentować zmienność innowacyjną.

Model ten jest asynchroniczny. Procesor energii nie uwzględnia bezpośrednio organizacyjnego działania ruchu celowego dla propagacji V, bo dotyczy innej skali czasu.

3.2. Deterministyczno-probabilistyczny model sygnałowy (Det-Pro)

Przedstawiony na rysunku 3.1 układ opisuje emisję drgań mierzalnych $\{y\}$ w skali 't' dla pojedynczego podzespołu. Analiza maszyny w ruchu pozwala wyróżnić dwie grupy procesów wewnętrznych, które różnicuje nie nośnik fizyczny zdarzeń, lecz natura zmienności. Ma miejsce przewaga zachowań losowych w jednym oraz deterministycznych w drugim torze. Model taki określić można zatem jako deterministyczno-probabilistyczny, w skrócie Det-Pro (rys. 3.1) [11, 12].

Niezależnie od szczegółowego modelu degradacji strukturalnej lub funkcjonalnej, można przyjąć istnienie wewnętrznego procesu $\{x\}$, w którym zmiany stanu są kodowane. Model rozdziela liniową część toru opisywaną dalej modelem parametrycznym ARX od operacji nieliniowej $\mathcal{V}[x]$, generalnie nieznaną.

Wewnętrzny proces drganiowy pary kinematycznej jest w tym ujęciu superpozycją dwóch składowych:

$$\{x\} = \{x_V\} + \{x_E\}$$

energetycznie nierównoważnych tak, że:

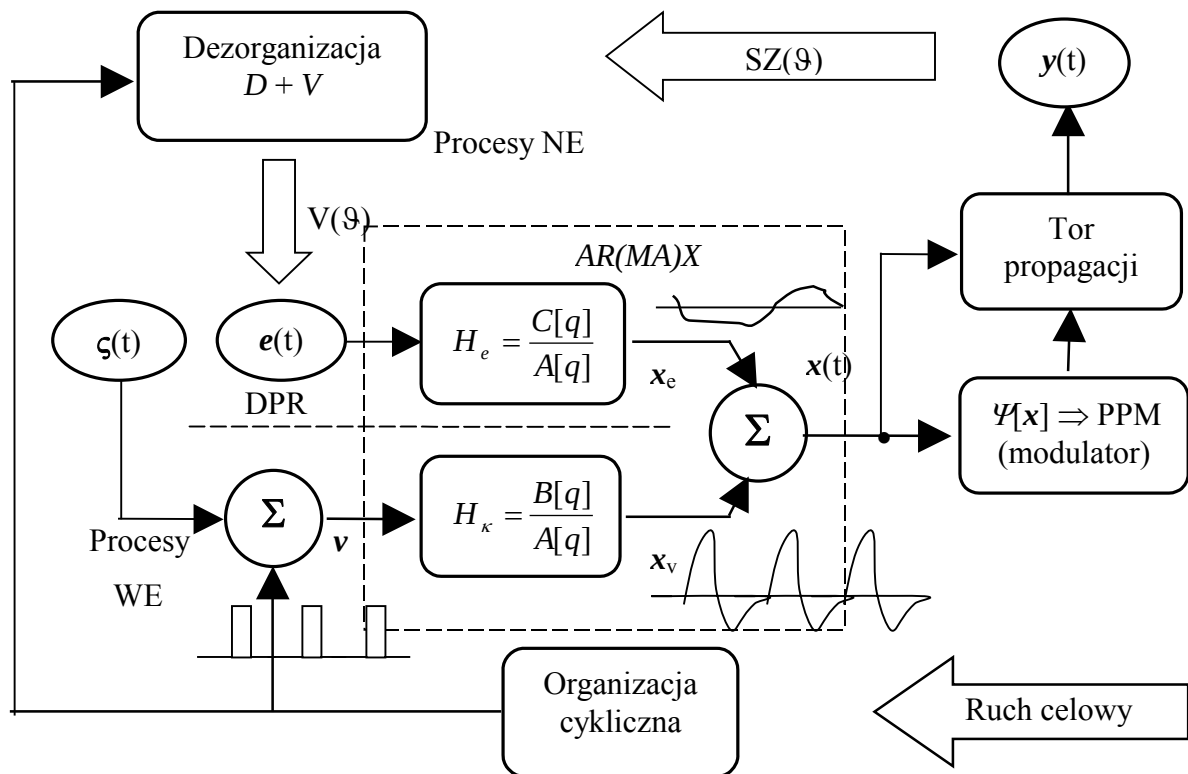
$$||x_V||^2 \gg ||x_E||^2$$

(przynajmniej w początkowym okresie ewolucji V). Wyróżnić należy:

W torze Det:

$\kappa(t)$ – ciąg impulsów siły oddziaływania dynamicznego elementów pary kinematycznej,

$v(t)$ – bezpośrednia drganiowa reprezentacja $\kappa(t)$, – sygnał $v(t)$ filtrowany przez transmitancję pary kinematycznej.



Rys. 3.1. Model sygnałowy wewnętrznych procesów WA pary kinematycznej w ruchu.

$\zeta(t)$ – reprezentuje nieinnowacyjne działanie różnicujące impulsy nośne v_k , w skali '9' nie wykazuje trendu,

$SZ(9)$ – wibroakustyczne sprzężenie zwrotne

Składową $x_v = h_v(t) * v(t)$ determinuje ciąg impulsów siły formowanych przez dynamikę elementów pary powtarzanych w odstępach czasu Θ_k odpowiadających kolejnym cyklom pracy maszyny (pary kinematycznej) we wzorcowym stanie technicznym, co w przybliżeniu odpowiada ruchomej średniej krótkoterminowe cyklu $\Theta = E[\Theta_k, T_{2n}]$ [9].

W torze Pro - składowa x_E wolnozmienna typu szumu kolorowego powstaje w wyniku filtracji dolnoprzepustowej $e(t)$ (DPR), który stanowi drganiową reprezentację rozpraszanej energii uszkodzenia V

- zmiany parametrów filtru mogą być informacyjne;
- propagacja $e(t)$ odbywa się w torze liniowym i nieliniowym.

Transfer informacji wartościowej odbywa się w przedziałach czasu kontaktu dynamicznego elementów organizowanego procesami kinematycznymi impulsy siły.

3.3. Tory synchronizacji i desynchronizacji

Zachowania systemów Det-Pro są podobne jeśli chodzi o procesy (fenomeny) organizacji i dezorganizacji. Diagram na rysunku 3.4 pozwala prześledzić prawidłowości związane

z odwzorowaniem składowych MJ poprzez synchronizację i desynchronizację w obu torach propagacji drgań (por. rysunek 3.1), co może implikować procedury synchronizacji wspomagające odtwarzanie zmienności innowacyjnej

Rozważmy dwie ewentualności

- 1) dominuje wysokoenergetyczny, liniowy kanał transmisji kanał transmisji

$$V \Rightarrow e + v \Rightarrow x_v \Rightarrow y_C \Rightarrow \text{pomiar}$$

$$\kappa \uparrow \text{synchronizacja} \quad (3.2)$$

- 2) badamy informację wartościową DPR transmitowaną przez nieliniowy tor propagacji istotne staje się wówczas działanie desynchronizujące x_e

$$V \Rightarrow e \Rightarrow x_E$$

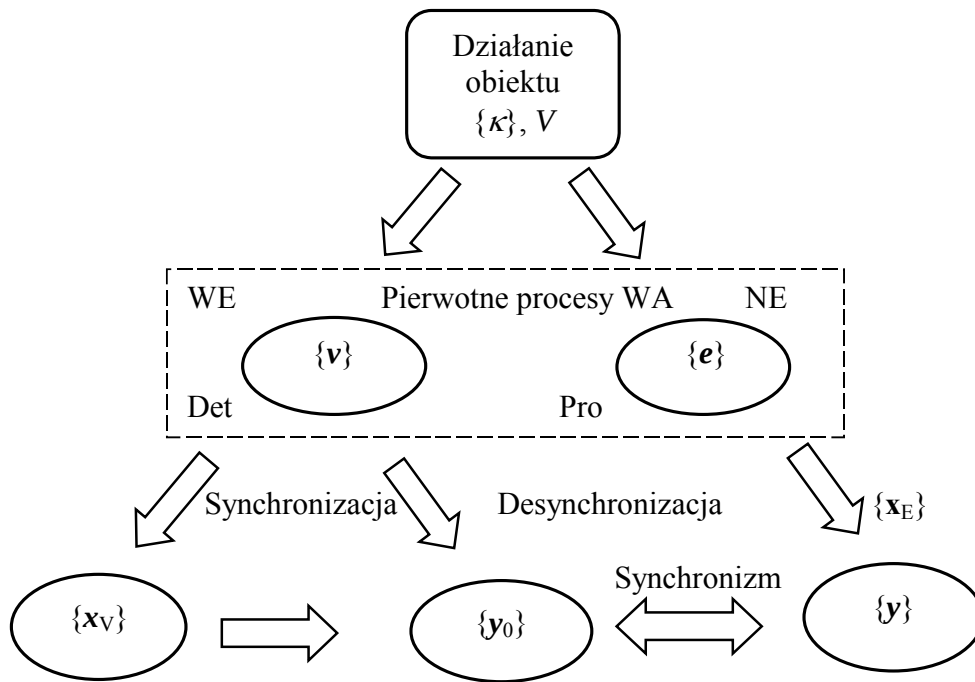
$\Downarrow$ desynchronizacja

$$x \Rightarrow \Psi \Rightarrow y \Rightarrow \text{pomiar}$$

$\Uparrow$ synchronizacja

$$\kappa \Rightarrow v \Rightarrow x_v$$

(3.3)



Rys. 3.2. Tory synchronizacji i desynchronizacji w maszynie

Analiza funkcjonowania modelu (3.2) pozwala ponadto przypuszczać, że:

- dążenie do zyskania dużej dynamiki widma nie zawsze bywa uzasadnione;
- widmo synchroniczne przedstawia głównie zmiany rozplywu energii między wysokoenergetycznymi składowymi pola WA, stąd zmiana modułu wektora widma harmonik (mocy) nie musi w początkowym stadium ewolucji uszkodzenia być jego symptomem;
- ewolucja uszkodzeń prowadzi do zwiększenia stopni swobody i zmniejszenia dynamiki widma;
- przy pracy cyklicznej pojedynczy sygnał charakterystyczny niekoniecznie jednoznacznie określa stan techniczny maszyny, bo fluktuacje cyklu bywają symptomatyczne.

4. WYKORZYSTANIE SYNCHRONIZMU W SYSTEMIE DIAGNOZUJĄCYM

Podstawowym warunkiem powodzenia jest tu odtworzenie własności wspomagającej w systemie diagnozującym. Wszystkie użyteczne w praktyce metody charakteryzuje konieczność odtworzenia pewnej kategorii synchronizmu [2,9]. Jego stopień oraz efekty wspomagania powinny być mierzalne, tak względem metod jak też odwzorowań referencyjnych. Umożliwia to porównywanie rozwiązań alternatywnych i wybór lepszego.

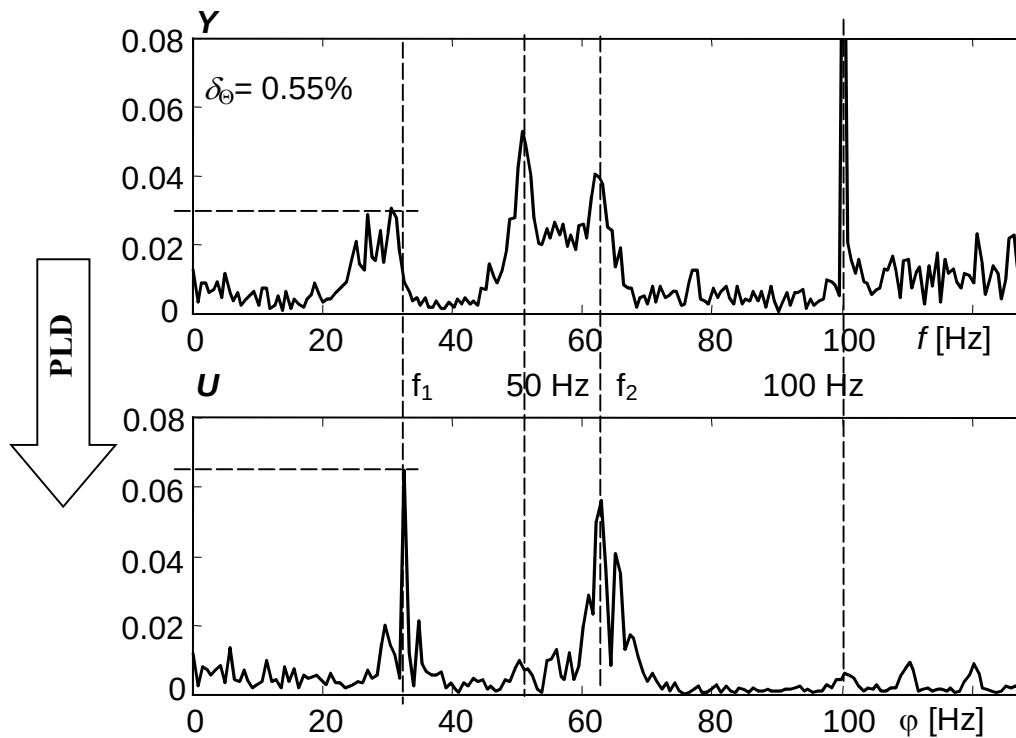
4.1. Synchronizm czasu i cyklu

Doświadczenie potwierdziło sens wyróżnienia oprócz upływających według rytmu zegara uniwersalnego czasów eksploatacyjnego ϑ i dynamicznego t , różniących się jedynie mnożnikiem skali, także trzeciej kategorii – skali czasu względnego $\cdot$, synchronicznego z pewną uśrednianą charakterystyką cyklu podstawowego $\varnothing$.

Synchronizacja przybliżona cyklem w praktyce realizowana być może poprzez decymację silnie nadpróbkowanego sygnału zachowującą proporcjonalność liczby próbek i cyklu chwilowego. Powoduje to wyrównanie długości dyskretnej reprezentacji kolejnych cykli i zbliża rezultat do sygnału stacjonarnego. Daje to realną poprawę odwzorowania składowych kinematycznych widma przy zmianie prędkości obrotowej, co ilustruje przykład na rys. 4.1, zachowując jednocześnie informację o modulacji PPM sygnału charakterystycznego.

4.2. Synchroniczna demodulacja PPM

Wspomaganie przez synchronizm procedur demodulacji (PDM) przez wykorzystanie nieco zmodyfikowanej pętli synchronizacji fazy PLL synchronizowanej jednocześnie fazą wartościową i częstotliwością nośną umożliwia demodulację selektywną i nieobciążoną oraz dopuszczającą znaczny poziom zakłóceń szumowych i tonowych.



Rys. 4.1. Widma RMS prędkości drgań małej przekładni:
 a) sygnał oryginalny o względnym przyroście cyklu $\delta = 0.55\%$;
 b) sygnał w skali czasu cykl

4.3. Przekroje synchronizujące

Wykorzystanie synchronizmu cykli dwu sygnałów pozwala uzyskać proste i stabilne obrazy drgań jeśli:

- synchronizacja dokonuje się przez wybór dwu przekrojów płaskich P_1 i P_2 dwuparametrowych charakterystyk każdego z sygnałów;
- przynajmniej jeden z przekrojów znajduje się w strefie zmian innowacyjnych, tj. wywołanych zaburzeniem funkcjonalnym, lub strukturalnym; to krzywe parametryczne $[P_1, P_2]$ określone mianem trajektorii symptomatycznych (TS) są przydatne dla szybkiej ewolucji dysfunkcji. Przykładowe porównanie ewolucji trajektorii pierwotnych i symptomatycznych przedstawia rys. 4.1.

Stopień osiągniętego synchronizmu pozwala wnioskować o naturze dysfunkcji.

Dzięki autosynchronizacji TS są mało wrażliwe na niestacjonarność sygnałów składowych.

4.4. Synchronizm kierunku

Można go uważać za uogólnienie synchronizmu fazy. Jeśli w przestrzeni odwzorowań pewien kierunek reprezentuje lokalnie maksymalną zmienność innowacyjną, to doprowadzenie do synchronizmu z nim kierunku odwzorowania

lokalnego maksymalizuje stosunek sygnału do szumu SNR dając poprawę kilkudziesięciu decybeli.

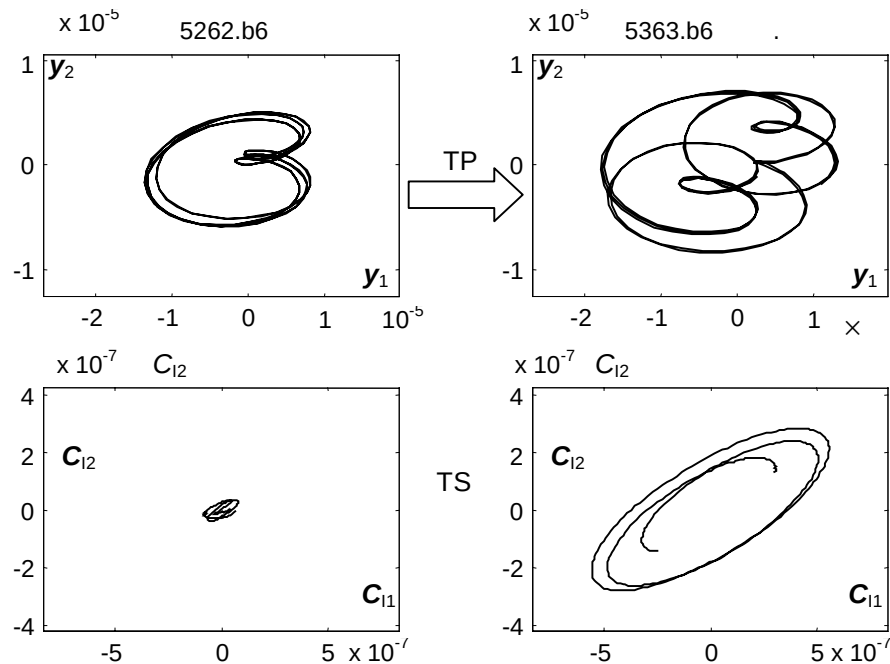
Sygnalizowane przykłady bynajmniej nie wyczerpują możliwości metody, ani nie ograniczają obszaru zastosowań do układów mechanicznych. Wybór determinowała w równej mierze chęć zbadania trudności, jakie stwarza wykorzystanie synchronizmu w praktyce, jak też osiągnięcia w każdych okolicznościach wspomagania przynajmniej skutecznego.

5. PODSUMOWANIE

- synchronizm stanowiąc kategorię cyklicznie powtarzanej organizacji sam jest własnością mierzalną;
- może zostać wykorzystany dla wspomagania odwzorowań pewnych własności obiektu istotnych w diagnozowaniu;
- umożliwia selekcję odwzorowywanych własności;
- pozwala lokalnie uniezależnić odwzorowanie zmiany stanu technicznego od zmian cyklu;
- umożliwia wcześniejsze wykrycie zmienności innowacyjnej;
- efekty wspomagania mogą zostać ilościowo ocenione i porównywane;

Korzyści te okazują się zauważalne pod warunkiem spełnienia wyższych wymagań metod, krytycznych

co do trafnego wyboru kategorii własności wspomagającej, właściwego stopnia synchronizmu i efektywnej procedury synchronizacji w systemie diagnozującym.



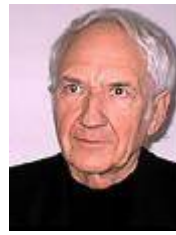
Rys. 4.2. Wyraźne zróżnicowanie zmian i form trajektorii przemieszczeń drgań wywołane wzrostem skoszenia (strzałka)
 TP – trajektorie pierwotne,
 TS – trajektorie symptomatyczne

Literatura

- [1]. Adamczyk J., Krzyworzecka P.: *Synchron Filtering diagnostischer Schwingungssignale*. Dresden, IV Koll. Techn. Diagn., 14-15 III, 1996
- [2]. Adamczyk J., Krzyworzecka P., Łopacz H.: *Systemy synchronicznego przetwarzania sygnałów diagnostycznych*. Kraków, Collegium Columbianum, 1999
- [3]. Cempel C., Tomaszewski F.: *Diagnostyka maszyn, zasady ogólne, przykłady zastosowań*. Radom, Wyd. MCMINT, 1992.
- [4]. Cempel C.: *Ewolucyjne modele symptomowe w diagnostyce maszyn*. Gdańsk, Mat. I Kongr. Diagn. Technicznej, t.1, 1996.
- [5]. Cholewa W., Kaźmierczak J.: *Data Processing and Reasoning in Technical Diagnostics*. W-wa, WNT, 1995.
- [6]. Haykin S.: *Systemy telekomunikacyjne*. W-wa, WKiŁ, 1998
- [7]. Jaworski H.: *Matematyczne podstawy metrologii*. W-wa, WNT, 1979
- [8]. Kaufman A.: *Introduction a la theorie des sous-ensembles flous*. Paris, Masson, vol.3, 1975
- [9]. Krzyworzecka P.: *Synchroniczne wspomaganie odwzorowań diagnostycznych*. Kraków. Mon. AGH, n. 103, s. 162, 2001
- [10]. Krzyworzecka P.: *Uwagi o charakterystykach odwzorowania istotnych własności obiektu diagnostyki*. W-wa, Met. Cyfr. Analiz. Sygn., PAN, Oss. 1979.
- [11]. Krzyworzecka P.: *Deterministyczno-probabilistyczny model złożonego obiektu diagnostyki*. Gliwice, Mat IV Symp. Diagn. Masz., ZN Pol. Śl., 1978
- [12]. Kuratowski K.: *Wstęp do teorii mnogości i topologii*. W-wa, PWN, 1972
- [13]. Morel J.: *Vibrations des machines et diagnostic de leur etat mecanique*. Paris, Eyrolles, 1992
- [14]. Radkowski St.: *Diagnozowanie powstawania uszkodzeń na podstawie nisko-energetycznych składowych sygnału wibroakustycznego*. W-wa, Machine Dynamics Problems, vol. 12, 1995
- [15]. Sadowski W.: *Podstawy ogólnej teorii systemów*. W-wa, PWN, 1977
- [16]. Zółtowski B., Ćwik Z.: *Lexykon diagnostyki technicznej*. Bydgoszcz, Wyd. ATR, 1996

Ważniejsze oznaczenia i skróty

CWT – ciągła transformata falkowa
Det-Pro – model deterministyczno-probabilistyczny
DPM – demodulacja fazy
DPR – dynamiczny proces resztkowy
 f_c – częstotliwość nośna
 f_r – częstotliwość referencyjna
 φ – częstotliwość w skali czasu ' η '
 Φ_c – faza nośna
 ϕ – faza wartościowa
MJ – model jakościowy obiektu
MSDM – modulacja sygnału drganiowego maszyny
 μ_R – lokalny wskaźnik podobieństwa (funkcja przynależności)
 P_k – przekrój synchronizujący
PE – plan eksperymentu PDI
PLD – procedura liniowej decymacji
PLL – *Phase-locked loop*, pętla synchronizacji fazy
PPM – *Pulse Position Modulation*, modulacja położenia impulsu
 Π_{KX} – globalny wskaźnik podobieństwa
 R_p – relacja podobieństwa
 $\mathcal{R}$ – lokalna relacja synchronizmu
 $\mathcal{R}_S$ – relacja synchronizmu
 y_C – sygnał nośny
SN – synchronizm niezamierzony
SNR – *Signal to noise ratio*, stosunek mocy sygnału I szumu
 $s_F(t, \Theta)$ – sygnał charakterystyczny
 T – przedział t czasu obserwacji (pomiaru)
 Θ – cykl, wartość średnia krótkoterminowa w oknie $II < T_j$;
 Θ_k – kolejny cykl, wartość chwilowa czasu realizacji sygnału charakterystycznego
 Θ_0 – cykl w skali czasu cyklu
 $\Delta \Theta_k$ – kolejny (chwilowy) przyrost cyklu;
 $\Delta \Theta_T$ – średni przyrost cyklu w przedziale – T .
 Θ_C – cykl nośny, w przedziale T
 t – czas dynamiczny
 T – przedział obserwacji sygnału
 η – czas cyklu
 $\mathcal{S}$ – czas eksploatacyjny
 w – wskaźnik
 W – własność ogólna mierzalna
WS – własność szczególna, kategoria
 x – sygnał oryginalny wartościowy
 y – sygnał oryginalny mierzony
 z – zdarzenie



Dr hab. inż. Piotr Krzyworzeka studiował na Wydziale Elektryfikacji Górnictwa i Hutnictwa AGH uzyskując w roku 1964 dyplom magistra inżyniera elektryka o specjalności automatyka, a w roku 1972 doktorat z zakresu diagnostyki technicznej. Pracuje na tejże uczelni do dziś, początkowo w Katedrze Maszyn i Pomiarów Elektrycznych, potem (od 1987) w Katedrze Mechaniki i Wibroakustyki. Jest autorem ok. 60 publikacji, głównie o tematyce diagnostycznej, rzeczoznawcą SEP w zakresie elektroakustyki, sekretarzem Polskiej Sekcji Audio Engineering Society, a także członkiem PTDT od momentu jego powstania.

PROCEDURY DIAGNOZOWANIA POJAZDÓW SAMOCHODOWYCH ZGODNYCH Z NORMĄ OBD II

Sławomir WIERZBICKI

Katedra Eksploatacji Pojazdów i Maszyn, Wydział Nauk Technicznych, UWM w Olsztynie
ul. Oczapowskiego 11, 10-736 Olsztyn, e-mail: slawekw@uwm.edu.pl

Streszczenie

Wprowadzenie obowiązku produkowania pojazdów samochodowych zgodnie z wymogami normy OBD II (On Board Diagnostic II, w Europie normy EOBD) sprawiło, iż pojawiły się możliwości dostępu do danych przechowywanych w mikrosterownikach poszczególnych układów. Dzięki takiemu rozwiązaniu pojawiają się nowe, szerokie możliwości diagnozowania stanu technicznego tych układów. W niniejszej pracy przedstawiono metodę diagnozowania nowoczesnych pojazdów samochodowych za pomocą prostych interfejsów diagnostycznych na przykładzie diagnozowania układu zasilania silnika z zapłonem samoczynnym.

Słowa kluczowe: normy OBD II i EOBD, elektroniczny układ sterowania, diagnostyka układu zasilania

DIAGNOSING PROCEDURES OF VEHICLE COMPATIBLE WITH STANDARD OBD II

Summary

The obligation for automotive vehicle producing according to the requirements of the OBD II standard (On Board Diagnosing II, in Europe - the EOBD standard) enables the access to the data stored in the micro-controllers of the particular vehicle systems. Thanks to that, the new and broad possibilities are appearing to diagnose the technical state of these systems. In this work a diagnosing method of a modern automotive vehicle by simple diagnosing interfaces is presented on an example of the fuel supply system of the compression-ignition engine.

Key words: OBD II standard, EOBD standard, electronic control system, diagnosing of a fuel supply system

1. WSTĘP

Układy mikroprocesorowe są obecnie powszechnie stosowane do sterowania różnego rodzaju elementami wykonawczymi nowoczesnych pojazdów samochodowych. Dzięki temu pojawiła się możliwość optymalnego sterowania praktycznie wszystkimi parametrami poszczególnych układów pojazdu. Rozwiązania te sprawiają, iż współczesne pojazdy mogą spełniać wysokie wymagania jakie stawiają im obecnie obowiązujące normy określające dopuszczalny poziom emisji związków toksycznych do atmosfery jak również zapewniają wysoki komfort jazdy i bezpieczeństwa zarówno kierowcy jak i pasażerów.

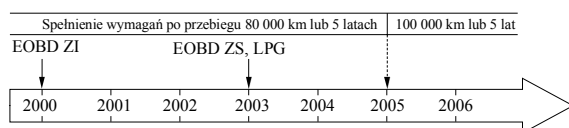
Wprowadzenie elektronicznego sterowania elementami wykonawczymi wymaga jednak od osób zajmujących się diagnostyką i naprawą nowoczesnych samochodów poznania nowych, dotychczas nieznanych metod diagnostyki pozwalających na prawidłową diagnozę poszczególnych układów pojazdu. Wymaga to również wyposażenia warsztatu naprawczego w specjalistyczną aparaturę diagnostyczną umożliwiającą prawidłowe przeprowadzenie oceny stanu technicznego badanego pojazdu.

W początkowej fazie wprowadzania układów mikroprocesorowych do sterowania podzespołami pojazdów z uwagi, iż każda z firm produkujących samochody miała swoje standardy sterowania diagnozowanie ich było możliwe tylko w wyspecjalizowanych stacjach, które to posiadały specjalistyczne oprzyrządowanie i oprogramowanie. Należy zaznaczyć, iż bardzo często poszczególne układy nawet w tym samym pojeździe różniły między sobą na tyle, iż nie było możliwe przeprowadzenie kompleksowej diagnostyki całego pojazdu poprzez jedno gniazdo diagnostyczne, a często konieczne było użycie kilku niezależnych przyrządów diagnostycznych.

2. NORMA OBD II (EOBD) - WYMAGANIA STAWIANE POJAZDOM SAMOCHODOWYM

Przełomem w rozwoju elektronicznych układów sterujących w samochodach było wprowadzenie w USA od 1996r normy OBD II (On Board Diagnosing II). Następnie w 2000 norma ta pod nazwą EOBD została wprowadzona także w Europie (od 2000r dotyczyła pojazdów z silnikami o ZI, a od 2003r. również pojazdów z silnikami o zapłonie samoczynnym i silnikami zasilanymi LPG).

Głównym celem wprowadzenia tych norm było ograniczenie poziomu emisji związków toksycznych do atmosfery przez pojazdy samochodowe. Normy te narzucają na producentów ujednolicenie sposobu sterowania, a także konieczność udostępnienia informacji o sposobie przysyłania informacji pomiędzy sterownikami i elementami wykonawczymi układu sterowania silnikiem oraz układu napędowego. Sprawia to, iż obecnie istnieje możliwość diagnozowania pojazdu poza specjalistycznymi stacjami diagnostycznymi. Poniżej na rys. 1 przedstawiono harmonogram wprowadzania normy EOBD dla samochodów osobowych w krajach UE [3].



Rys. 1. Harmonogram wprowadzania norm EOBD dla samochodów osobowych w krajach UE

Natomiast w tabeli 1 podano kolejne etapy rozwoju pokładowych systemów diagnostycznych na świecie.

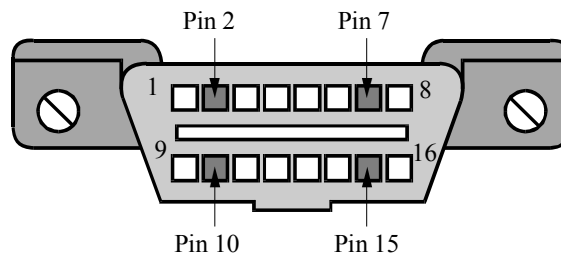
Tablica 1

Rozwój pokładowych systemów diagnostycznych [3]

OBD I Diagnostyka pokładowa elementów układu wtryskowego-zapłonowego, sygnalizacja uszkodzeń	OBD II Aktywna diagnostyka emisyjnych elementów i podzespołów układu napędowego pojazdu	OBD III Kontrola emisji pojazdów dzięki diagnostyce OBD II, automatyczne powiadamianie odpowiednich służb
1984 Brak standaryzacji procedur i kodów błędów, brak prawnego zagwarantowanego dostępu do informacji diagnostycznych	1996 Ogólnosiwiatowa standaryzacja w zakresie procedur diagnostycznych i dostępu do informacji, prawne zagwarantowanie dostępu do informacji.	? Wprowadzenie nowych regulacji prawnych związanych z automatycznym wykrywaniem i identyfikacją pojazdów niesprawnych.
Stopniowa rozbudowa systemu diagnostycznego zespołów podwozia i nadwozia, sygnalizacja poziomu przekroczonej emisji		

Ważną zaletą wprowadzenia tej normy jest fakt, iż wszystkie układy pojazdu sterowane elektronicznie można diagnozować poprzez jedno złącze diagnostyczne (rys. 2) [5]. Ułatwia to znacznie i upraszcza przeprowadzenie kompleksowej diagnostyki całego pojazdu. Warto jednak wspomnieć, iż norma OBD II dopuszcza komunikowanie się mikrosterowników pojazdu z urządzeniem diagnostycznym za pomocą jednego z czterech protokołów przesyłania informacji: PWM (używany m.in. przez firmę Ford), VPW (General Motors), protokołu zgodnego z normą ISO 9141-2 lub z normą ISO/DIS 14230-4 (używane np. przez VW). W tabeli 2 przedstawiono opis wyprowadzeń sygnałów diagnostycznych stosowany w

poszczególnych standardach. Natomiast w tabeli 3 opisano wyjścia wszystkich pin-ów złącza diagnostycznego. W tabeli tej kolorem szarym wyróżniono styki zdefiniowane przez normę SAEJ1962, które są wykorzystywane do celów diagnostyki wg. OBD II i EOBD. Pozostałe styki mogą być dowolnie wykorzystywane przez producentów samochodów.



Rys. 2. Widok złącza diagnostycznego zgodnego z OBD II

Tabela 2

Wykaz wyprowadzeń sygnałów diagnostycznych w złączu diagnostycznym stosowany w poszczególnych standardach [5]

Pin 2	Pin 7	Pin 10	Pin 15	Standard
X	-	X	-	PWM
X	-	-	-	VPW
-	X	-	X*	ISO 9141-2, ISO 14230-4

* stosowane w niektórych pojazdach.

Tabela 3

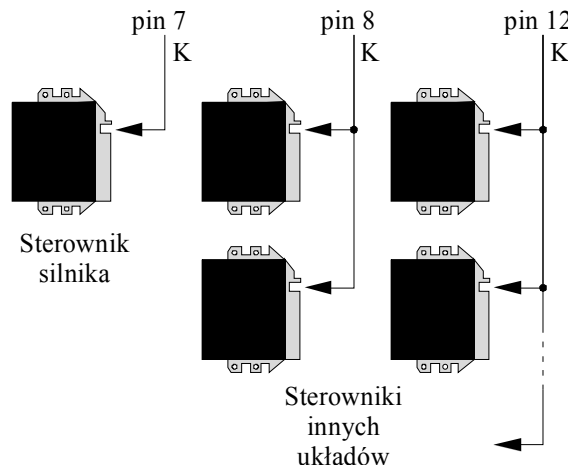
Opis wyprowadzeń na złączu J1962 [5]

Pin	Funkcja	Pin	Funkcja
1	nie podłączony	9	nie podłączony
2	linia PWM+ lub VPW (SAEJ1850)	10	linia PWM- (SAEJ1850)
3	nie podłączony	11	nie podłączony
4	GND (masa akumulatora)	12	nie podłączony
5	GND (masa sygnałowa)	13	nie podłączony
6	linia CAN+ (ISO 11519)	14	linia CAN- (ISO 11519)
7	linia K (ISO 9141-2, ISO 14230-4)	15	linia L (ISO 9141-2, ISO 14230-4)
8	nie podłączony	16	+12 V (napięcie akumulatora)

Komunikacja pomiędzy sterownikiem, a urządzeniem diagnostycznym w zależności od przyjętego standardu może odbywać się za pomocą jednej lub dwóch linii komunikacyjnych. Np. w standardzie ISO 9141-2 odbywa się to najczęściej za pomocą dwóch linii komunikacyjnych. Pierwsza z nich oznaczana literą K jest dwukierunkowa, tzn. służy zarówno do przesyłania adresów jak i danych pomiędzy urządzeniem diagnostycznym, a sterownikiem układu. Druga zaś oznaczana literą L jest linią jednokierunkową i umożliwia przesyłanie równocześnie z linią K informacji adresowych [3].

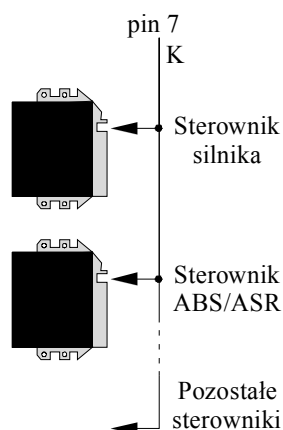
Na rys. 3 pokazano przykładowy sposób podłączenia sterowników w pojeździe ze złączem

diagnostycznym, w którym sterowniki pogrupowane są w grupy i każda z nich posiada wyprowadzenie na oddzielny styk złącza diagnostycznego (rozwiązanie to stosuje m.in. General Motors).



Rys. 3. Przykładowy sposób połączenia sterowników do złącza diagnostycznego

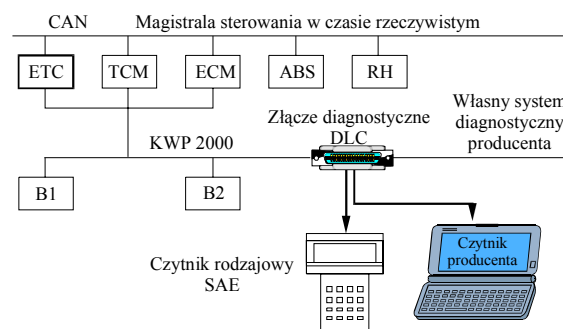
Inne rozwiązanie sposobu łączenia sterowników z złączem diagnostycznym stosuje koncern VW. Firma ta stosuje jedną wspólną linię transmisji dla wszystkich sterowników znajdujących się w pojeździe (rys. 4). Rozwiązanie to zmniejsza znacznie ilość prowadzonych przewodów w pojeździe, jednak uszkodzenie jednego ze sterowników może powodować zakłócenia w pracy pozostałych.



Rys. 4. Schemat połączenia wszystkich sterowników do jednego styku diagnostycznego

W samochodach wyższej klasy często można spotkać jeszcze inne rozwiązanie. Pojazdy te mogą posiadać dwie oddzielne linie transmisji informacji diagnostycznych. Sterowniki sterowania silnikiem i układem napędowym możemy diagnozować za pomocą standardów OBD II. Natomiast wszystkie sterowniki (zarówno te wymagane w OBD II jak i pozostałe) mogą być diagnozowane za pomocą specjalnych czytników producenta samochodów poprzez szybką magistralę CAN umożliwiającą wymianę informacji w czasie rzeczywistym.

Przykładową konfigurację takiej sieci informatycznej pojazdu przedstawiono na rys. 5 [3].



Rys. 5. Przykładowa konfiguracja sieci pokładowej samochodów wyższej klasy [3]: sterowniki: ETC – silnika, TCM – automatycznej skrzyni biegów, ECM – siłownika położenia przepustnicy, ABS – układu hamulcowego, RH – aktywnego zawieszenia, B1, B2 – pokładowe inne, KWP – transmisja danych zgodnie z OBD II, CAN – transmisja danych według systemu producenta

Dopuszczenie przez normę OBD II stosowania jednego z kilku protokołów do przesyłania danych pomiędzy pojazdem, a urządzeniem diagnostycznym znacznie utrudnia diagnozowanie samochodów. Nie mniej jednak niektóre aktualnie produkowane urządzenia diagnostyczne (np. Diagnoskop ADP 124) dzięki odpowiedniemu oprzyrządowaniu umożliwiają diagnozowanie praktycznie wszystkich samochodów produkowanych zgodnie z normą OBD II, bez względu na sposób przesyłania danych. Należy jednak zaznaczyć, iż tego typu oprzyrządowanie diagnostyczne z uwagi na wysoki koszt może być używane tylko w dużych stacjach diagnostycznych. Małe warsztaty naprawcze, których nie stać na zakup tego typu urządzeń posiadają przeważnie jedynie proste czytniki błędów, umożliwiające odczyt kodów błędów zapisanych w sterownikach.

Należy zaznaczyć, iż oprócz diagnozowania nowoczesnych pojazdów za pomocą ww. urządzeń możliwe jest również ich diagnozowanie za pomocą specjalnego oprogramowania komputerowego. W tym przypadku oprócz właściwego oprogramowania konieczne jest również posiadanie odpowiedniego interfejsu umożliwiającego komunikację oprogramowania z mikrosterownikiem poprzez port komputera (najczęściej jest to port szeregowy RS 232). Budowa tego typu interfejsu jest stosunkowo prosta i można go zbudować samemu, nawet bez znajomości podstaw elektroniki. Wadą jednak tego typu interfejsów jest fakt, iż za ich pomocą można diagnozować samochody przesyłające informacje za pomocą jednego konkretnego protokołu.

Aktualnie w internecie można znaleźć zarówno specjalistyczne oprogramowanie jak również schematy prostych interfejsów diagnostycznych

umożliwiających przeprowadzenie oceny stanu elektronicznie sterowanych podzespołów pojazdów. Tego typu rozwiązania można z powodzeniem wykorzystywać nie tylko do „amatorskiego” diagnozowania pojazdów samochodowych, ale również mogą być przydatne w małych zakładach naprawczych. Interfejsy diagnostyczne tego typu pomimo stosunkowo prostej budowy posiadają szerokie możliwości diagnozowania. Poprzez tego typu urządzenia możliwe jest diagnozowanie wszystkich układów sterowanych mikroprocesorowo znajdujących się pojeździe.

Poniżej przedstawiono możliwości diagnozowania elektronicznie sterowanych układu samochodu z wykorzystaniem oprogramowania diagnostycznego na przykładzie diagnozowania układu sterowania silnikiem z zapłonem samoczynnym.

3. OPIS STANOWISKA BADAWCZEGO

Przedstawione w pracy wyniki uzyskano podczas badań laboratoryjnych demonstracyjnego stanowiska elektronicznego sterowania układem zasilania silnika spalinowego z zapłonem samoczynnym rys. 6. Stanowisko badawcze składało się z typowych elementów dla układu zasilania silnika z zapłonem samoczynnym, w którym dodatkowo można symulować różne warunki pracy silnika. Umożliwiało ono między innymi sterowanie następującymi parametrami pracy silnika:

- temperatura silnika;
- temperatura powietrza zasilającego;
- prędkość obrotowa i obciążenie silnika;
- ciśnienie doładowania silnika.



Rys. 6. Widok stanowiska badawczego

Pozostałe elementy stanowiska były identyczne jak układu zasilania silnika spalinowego o zapłonie samoczynnym. Dzięki takiemu rozwiązaniu możliwe było symulowanie pracy badanego układu w

różnych warunkach pracy silnika. Opisane stanowisko umożliwiało także symulowanie usterek poszczególnych obwodów układu. Do diagnozowania ww. układu zastosowano program diagnostyczny zgodny z standardem VAG wraz odpowiednim interfejsem umożliwiającym diagnozowanie samochodów produkowanych przez firmy należące do koncernu VW/AUDI.

Wspomniany program jak i większość innych dostępnych obecnie programów komputerowych umożliwia diagnozowanie praktycznie wszystkich układów pojazdu, które są sterowane elektronicznie. Program ten umożliwia diagnozowanie nie tylko układów wymaganych w OBD II ale również innych układów w które może być wyposażony pojazd. Widok okna programu umożliwiający wybór układu do diagnozowania przedstawiono na rys. 7



Rys. 7. Okno umożliwiający wybór układu pojazdu do diagnozowania

4. DIAGNOZOWANIE UKŁADU ZASILANIA SILNIKA Z ZAPŁONEM SAMOCZYNNYM

Po prawidłowo przeprowadzonej komunikacji oprogramowania ze sterownikiem układu wyświetlane są podstawowe informacje o sterowniku wybranego układu (rys. 8). Okno to zawiera ogólne informacje m.in. numer i typ sterownika, dane dealera, ponadto umożliwia prowadzenie dalszej diagnostyki układu.



Rys. 8. Okno odczytu podstawowych informacji o sterowniku silnika

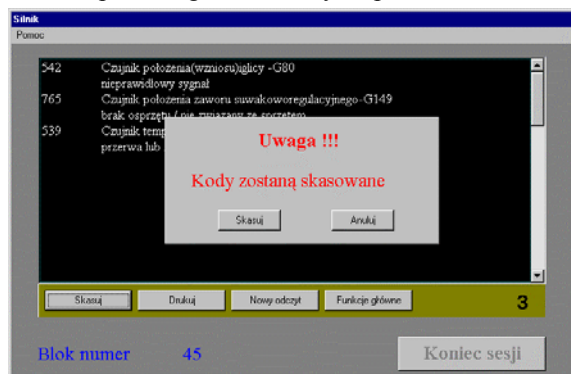
Przeprowadzenie prawidłowej diagnozy układu zasilania silnika jak i każdego innego układu sterowanego elektronicznie powinno być poprzedzone odczytem i usunięciem ewentualnych

błędów zapisanych w sterowniku. Tego typu informacje mogą pojawić się w układzie na skutek nie tylko trwałych uszkodzeń poszczególnych elementów, ale również na skutek chwilowych przerw obwodów elektrycznych lub zakłóceń w ich pracy. Efektem tego może być sytuacja, iż w sterowniku zapisane są informacje o błędach poszczególnych elementów, a dane elementy pracują prawidłowo. W takim przypadku może dojść do sytuacji w której silnik pracuje w tzw. „trybie awaryjnym” pomimo, iż wszystkie elementy układu są sprawne. W omówionej sytuacji naprawa danego układu może sprowadzać się jedynie do wykasowania błędów z pamięci sterownika.

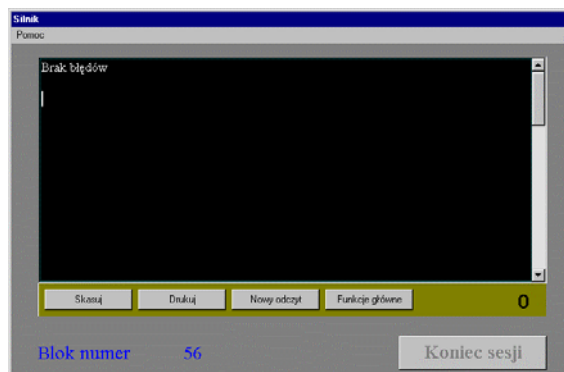
Podczas badań prowadzonych na wyżej opisanym stanowisku symulowano usterki poszczególnych elementów układu sterowania silnika. Na rys. 9 przedstawiono przykładowe okno programu diagnostycznego z wyświetloną informacją o aktualnych błędach zapisanych w sterowniku, wraz z oknem dialogowym umożliwiającym ich wykasowanie z pamięci sterownika.

W przypadku gdy w diagnozowanym układzie nie występują błędy lub gdy zapisane w sterowniku błędy zostały wykasowane i po automatycznym ponownym odczytaniu informacji błędy te nie występują wyświetlana jest informacja o braku błędów w badanym układzie (rys. 10).

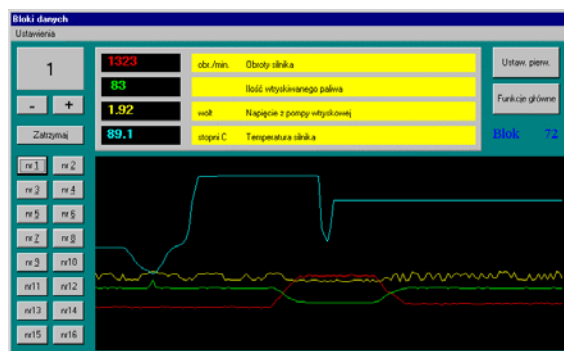
Oprócz możliwości odczytu i kasowania błędów przechowywanych w sterowniku programy tego typu umożliwiają śledzenie na monitorze wybranych parametrów pracy diagnozowanego układu w trakcie normalnej eksploatacji pojazdu (rys. 11). Często także programy te umożliwiają zapis przebiegu zmian wartości parametrów pracy poszczególnych elementów układu jak i sygnałów przesyłanych do i z sterownika w pliku tekstowym. Umożliwia to dokładną analizę pracy badanego układu co może ułatwić wykrycie usterek w nim występujących (rys. 12). Tego typu informacje mogą być przydatne nie tylko do diagnostyki układu ale również do wyznaczenia zakresu optymalnych warunków pracy silnika np. ze względu na zużycie paliwa.



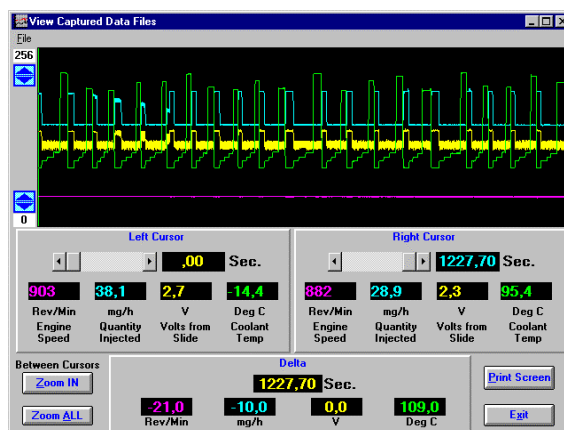
Rys. 9. Okno wyświetlające informacje o błędach zapisanych w pamięci sterownika silnika wraz z oknem dialogowym umożliwiającym ich wykasowanie



Rys. 10. Okno programu informujące o braku błędów w sterowniku badanego układu



Rys. 11. Przykładowe okno odczytu szczegółowych informacji o wybranych czujnikach i parametrach pracy silnika



Rys. 12. Okno programu umożliwiającego analizowanie zarejestrowanych informacji o pracy badanego układu

5. WNIOSKI

Uzyskane podczas przeprowadzonych badań wyniki potwierdzają możliwość wykorzystania prostych interfejsów diagnostycznych wraz z odpowiednim oprogramowaniem do diagnozowania układów roboczych samochodów zgodnych z OBD II. Zaprezentowany sposób diagnozowania pomimo prostej budowy pozwala na prostą, szybką i

skuteczną diagnozę poszczególnych układów badanego pojazdu.

Wprowadzenie norm EOBD (OBD II) obala zatem powszechnie panujący wśród większości użytkowników samochodów podgląd, iż przeciętny użytkownik nie jest w stanie w prosty sposób dokonać precyzyjnej diagnozy pojazdu z układami sterowanymi elektronicznie. Wykorzystanie opisanego w pracy oprogramowania pozwala na dokonanie prostej, ale precyzyjnej diagnostyki poszczególnych podzespołów pojazdu.

Należy jednak zaznaczyć, iż pomimo wymienionych korzyści wynikających z wprowadzenia normy OBD II, a tym samym umożliwienia powszechnego dostępu do danych zapisanych w sterownikach poszczególnych układów istnieje uzasadniona obawa manipulowania zapisanymi tam informacjami. Obecnie dostępne programy nie tylko umożliwiają diagnozowanie samochodów, ale często pozwalają na zmianę informacji zapisanych w sterownikach np. kasowanie informacji serwisowych, a nawet informacji o przebiegu samochodu. Stwarza to szerokie możliwości manipulowania informacjami o stanie technicznym pojazdu, co może być wykorzystywane choćby do „cofania liczników” w pojazdach trafiających na rynek używanych pojazdów.

Omówiony sposób diagnozowania pojazdów z uwagi na niski koszt może być stosowany w małych zakładach naprawczych, których nie stać na zakup drogiego specjalistycznego oprzyrządowania. Warto również zaznaczyć, iż tego typu urządzenia diagnostyczne mogą być bardzo przydatne podczas wszelkiego rodzaju szkoleń z zakresu budowy, funkcjonowania oraz diagnozowania układów nowoczesnych pojazdów samochodowych.

LITERATURA

- [1] GÜNTHER H.: Diagnostowanie silników wysokoprężnych, WKiŁ, Warszawa 2002.
- [2] JANISZEWSKI T., MAVRANTZAS S.: Elektroniczne układy wtryskowe silników wysokoprężnych. WKiŁ, Warszawa 2000.
- [3] MERKISZ, J., MAZUREK S.: Pokładowe systemy diagnostyczne pojazdów samochodowych. WKiŁ, Warszawa 2002.
- [4] Praca zbiorowa pod redakcją BOCHEŃSKIEGO C.: Badania kontrolne samochodów, WKiŁ, Warszawa 2002.
- [5] Strony internetowe zawierające informacje o normach EOBD i OBD II.



Dr inż. Sławomir Wierzbicki jest absolwentem Wydziału Mechanicznego, Akademii Rolniczo-Technicznej w Olsztynie. Obecnie pracuje na stanowisku adiunkta w Katedrze Eksploatacji Pojazdów i Maszyn na Wydziale Nauk Technicznych, UWM w Olsztynie. W pracy zajmuje się zagadnieniami eksploatacji i diagnostyki pojazdów i maszyn. Jest autorem kilkunastu publikacji z tych zagadnień. Od 1996 roku jest członkiem Polskiego Naukowo-Technicznego Towarzystwa Eksploatacji.

O FUNKCJONALNEJ STRUKTURZE NIEZAWODNOŚCIOWEJ OBIEKTU NA PRZYKŁADZIE DIAGNOZOWANIA SZEREGOWO POŁĄCZONYCH ELEMENTÓW

Paweł SZCZEPAŃSKI

Instytut Systemów Uzbrojenia Wojskowej Akademii Technicznej,
00-908 Warszawa, ul. S. Kaliskiego 2, e-mail: paszczep@bomi.waw.pl

Streszczenie

W artykule przedstawiono pełne programy diagnozowania obiektu technicznego z pominięciem jego szeregowej, na rzecz – funkcjonalnej struktury niezawodnościowej. Zaprezentowano określanie bezwarunkowych wartości prawdopodobieństw występowania rozróżnialnych stanów niezawodnościowych obiektu oraz - na ich podstawie – sposób wyznaczania wartości oczekiwanego kosztu dowolnego badania diagnostycznego. Poniechano przyjęcia założenia o możliwości występowania w obiekcie co najwyżej jednego niezdatnego elementu.

Słowa kluczowe: niezawodność, diagnostyka techniczna, probabilistyka, program badań

FUNCTIONAL OBJECT INFALLIBILITY STRUCTURE ON THE EXAMPLE OF DIAGNOSTICS MADE FOR ELEMENTS CONNECTED IN SERIES

Summary

The article presents full programmes of technical object diagnostics disregarding its series wound infallibility structure in order to consider its functional infallibility structure. The unconditional probabilities defining of object infallibility states which are possible to differentiate has been presented, as well as -on the base of these states -the expected values costs defining method for any diagnostically study. The assumption of possibility of existence in the object at the utmost one unusable element has been disregarded.

Keywords: infallibility, technical diagnostics, probabilistic, research programme

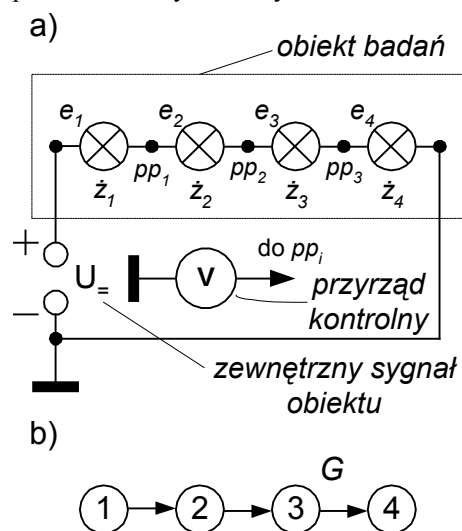
1. WPROWADZENIE

Podstawą opracowania racjonalnego programu diagnozowania obiektu technicznego jest przede wszystkim dobra znajomość jego budowy i zasady pracy. W oparciu o tę znajomość funkcjonują wszelkie zakłady naprawcze, stacje obsługi samochodów czy też punkty serwisowe sprzętu AGD. Powszechnie nieodzowna jest ona w wojsku – na polu walki - gdzie czas usunięcia niezdatności może decydować o zwycięstwie lub porażce. Wychodząc naprzeciw usprawnieniu pracy obsługi zaproponowano wsparcie lokalizacji niezdatności poprzez uwzględnienie w niej wartości prawdopodobieństw niezdatności poszczególnych elementów oraz kosztów sprawdzeń [2,5,10].

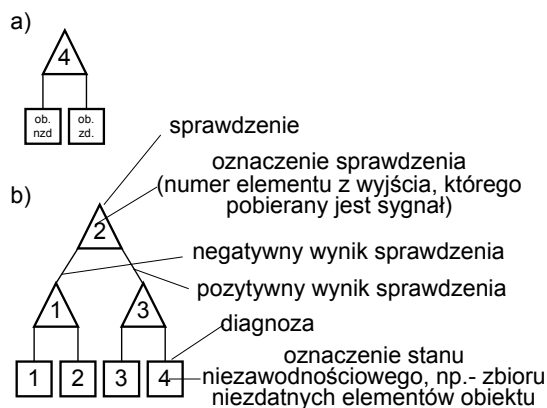
Składane propozycje zostały podporządkowane szeregowej strukturze niezawodnościowej obiektu, implikacją, której stał się przede wszystkim podział badań diagnostycznych na rozpoznanie i lokalizowanie niezdatności

Klasycznym przykładem zastosowania szeregowej struktury niezawodnościowej stały się obiekty, które podobnie jak ona stanowiły łańcuch szeregowo połączonych elementów. Najczęściej, łańcuchem tym było szeregowe połączenie czterech żarówek, których schemat ideowy, model i program

badań diagnostycznych przedstawiono odpowiednio na rys. 1.1 i rys. 1.2.



Rys. 1.1. Szeregowe połączenie czterech żarówek; a) zasadnicze określenia i oznaczenia elementów badań, sprawdzeń i zasilania, b) model – digraf G



Rys. 1.2. Dwuetapowy proces diagnozowania czterech szeregowo połączonych żarówek wraz z oznaczeniami użytej symboliki; a) program rozpoznania niezdatności, b) program lokalizowania niezdatności.

Wybór sprawdzenia s_4 w rozpoznaniu niezdatności obiektu nie powinien budzić istotnych wątpliwości – brak czy też obecność światła żarówki z_4 wyraźnie świadczy odpowiednio o jego niezdatności lub zdatności. Wątpliwości nie mogą wystąpić także podczas lokalizowania niezdatności (rys. 1.2b). Przy jednakowych wartościach prawdopodobieństw niezdatności (albo zdatności) każdej z żarówek, wynoszących odpowiednio: q i p ; $q + p = 1$, sprawdzenie s_2 , „dzieląc” obiekt na dwie równe części, przynosi o nim najwięcej informacji. Kolejne sprawdzenia: s_1 i s_3 , dokonując następnych równych podziałów, prowadzą ostatecznie do wskazania niezdatnej żarówki. Przedstawiony algorytm znany jest pod nazwą metody podziału połówkowego. Możliwości podziału (bez względu na zastosowaną metodę) najczęściej określane są przy udziale tablicy diagnostycznej, która dla czterech szeregowo połączonych żarówek (rys. 1.1) ma postać:

		sprawdzenia			
		s_1	s_2	s_3	s_4
$M^1(G) =$	m_1	1	1	1	1
	m_2	0	1	1	1
	m_3	0	0	1	1
	m_4	0	0	0	1

Zera (0) i jedynki (1 i 1) $M^1(G)$ oznaczają odpowiednio pozytywne i negatywne wyniki sprawdzeń s_j , przy czym jedynki (1) - dodatkowo – elementy diagonalnej. Wzorce sygnałów w pp_i wraz ze sposobem wykonania sprawdzeń s_j ; $j \in \{1, 2, 3, 4\}$ zamieszczono w tabeli 1.1.

Dla potrzeb badań przyjęto zasadę bezinwazyjności sprawdzeń. W myśl tej zasady każde rozłączenie połączeń elementów uważane jest za jej naruszenie. Odstępstwem od zasady może być odnowa obiektu lub lokalizowanie niezdatności w obwodach sprzężeń zwrotnych.

Tabela 1.1.

Wzorce sygnałów w pp_i układu przedstawionego na rys. 1.1a., gdzie: * - obecność światła

Numer sprawdzenia s_i	1	2	3	4
Wzorec sygnału	+U ₌	+U ₌	+U ₌	*
Sposób sprawdzenia sygnału	pomiar napięcia względem ujemnego bieguna źródła zasilania			obserwacja wzrozkowa
Koszt sprawdzenia c_i [s]	1000	1000	1000	1000 lub 0,1

Dla potrzeb badań przyjęto zasadę bezinwazyjności sprawdzeń. W myśl tej zasady każde rozłączenie połączeń elementów uważane jest za jej naruszenie. Odstępstwem od zasady może być odnowa obiektu lub lokalizowanie niezdatności w obwodach sprzężeń zwrotnych.

Choć przedstawiony sposób opracowania diagnostycznego przynosi oczekiwane rezultaty to można się w nim jednak doszukać pewnej rozrzutności, związanej zwłaszcza ze sposobem wykorzystania charakterystyk probabilistycznych elementów. Ponadto, z praktycznego punktu widzenia - nawet przy wykorzystaniu tego samego przyrządu kontrolnego - można przecież wykonać inne, dodatkowe sprawdzenia i z wielokrotnie liczebność zbioru diagnoz (rozdzielnych stanów niezawodnościowych obiektu). Na uwagę zasługuje także fakt, że w wielu teoretycznych rozważaniach nie zauważa się możliwości pomiaru napięć względem drugiego z biegunów źródła zasilania i tym samym – możliwości wskazania więcej niż jednego niezdatnego elementu.

W niniejszej pracy wskazane zostaną jeszcze dwa sposoby diagnozowania szeregowego połączenia czterech żarówek tym razem ściślej niż poprzednio związane z ich strukturą funkcjonalną, na którą nałożona zostanie ich funkcjonalna struktura niezawodnościowa. Sposób „wkomponowania” w strukturę obiektu wartości prawdopodobieństw niezdatności poszczególnych żarówek jest ściśle podporządkowany - opisanym w następnych punktach niniejszej pracy – pełnym programom diagnostycznym.

Mniema się, że przedstawione metody diagnozowania mogą znaleźć zastosowanie także dla innych obiektów, o znacznie rozszerzonej liczebności elementów przy znacznym zróżnicowaniu ich asortymentu i struktury połączeń.

Liczba i struktura połączeń diagnozowanych żarówek została dobrana z uwagi na możliwości edycyjne „Diagnostyki” – z jednej, i stopień wyczerpania istoty problemu - z drugiej strony.

W pracy zakłada się pełną wiarygodność sprawdzeń i obecność napięcia zasilania (dopuszczalność sygnału zewnętrznego doprowadzanego do obiektu). Ponadto przyjęto, że:

- element obiektu uważany jest za niezdatny, jeżeli wszystkie jego sygnały wejściowe są dopuszczalne, natomiast sygnał wyjściowy – niedopuszczalny;
- chociażby jeden niedopuszczalny sygnał wejściowy elementu prowadzi do powstania jego niedopuszczalnego sygnału wyjściowego.

2. PEŁNY PROGRAM DIAGNOZOWANIA

W diagnozowaniu według tego programu nie proponuje się podziału na etapy, gdyż uważa się, że powinny one stanowić integralną całość – swego rodzaju pełnię. Stan zdadności obiektu jest traktowany w tym programie na równi z pozostałymi stanami, tak więc stan ten niekoniecznie jest identyfikowany jako pierwszy, a sprawdzenia wykonywane dla potrzeb jego stwierdzenia służą także ewentualnej potrzebie lokalizacji niezdatności. W porównaniu z tradycyjnymi metodami rozważa się tu możliwość rozszerzenia „repertuaru” określeń o stany wynikające z niezdatności dwóch lub też większej liczby elementów. Tę możliwość zauważa się w odniesieniu do elementów obiektu funkcjonujących niezależnie jeden od drugiego. W odróżnieniu od poprzednio opisanego programu dwuetapowego, wartości prawdopodobieństw wystąpienia rozróżnialnych stanów obiektu nie określa się drogą wyznaczenia ich wielkości względnych lecz poprzez zastosowanie tzw. pełnej tablicy diagnostycznej M .

Zasadniczą częścią tablicy diagnostycznej M jest znana z teorii grafów macierz osiągalności D [3], której jedynki i -tej kolumny i i -tego wiersza oznaczają poprzedniki i następniki i -tego wierzchołka (elementu obiektu). W tablicy diagnostycznej M numeracja kolumn i wierszy te same macierzy oznacza odpowiednio numerację sprawdzeń dostępnych i numerację stanów m_i , wynikających z niezdatności pojedynczych elementów e_i . W kontekście niniejszego można zapisać, że:

$$D = M^1. \quad (2.1)$$

Najpraktyczniejszą formą wykorzystania macierzy D jest użycie jej górnotrójkątnej postaci D^V . Przypadek sprawił, że dla połączenia żarówek i ich modelu (rys. 1.1.b)

$$D^V(G) = M^1(G) = \begin{matrix} & 1 & 2 & 3 & 4 \\ \begin{matrix} 1 \\ 2 \\ 3 \\ 4 \end{matrix} & \begin{vmatrix} \mathbf{x} & 1 & 1 & 1 \\ 0 & \mathbf{x} & 1 & 1 \\ 0 & 0 & \mathbf{x} & 1 \\ 0 & 0 & 0 & \mathbf{x} \end{vmatrix} \end{matrix}. \quad (2.2)$$

Ponieważ elementy diagonalnej zawsze są jedynkami, można miejsca ich występowania potraktować jako szczególny rodzaj „marginesu”. Tu, adekwatnie do potrzeb, diagonalną wypełniono znakami „x”, identyfikującymi swoimi pozycjami (współrzędnymi pionowymi) numery niezdatnych elementów (stanów wadliwego funkcjonowania wynikających z ich niezdatności).

Kolejne części tablicy M – tablice $M^{(i)}$; $i > 1$ – są (krótko mówiąc) wynikiem sumowań wierszy, których numerację określają współrzędne zer znajdujących się na prawo od znaków „x” tablic M^{i-1} . To może oznaczać, że w przypadku tablicy M^2 :

- liczba wierszy reprezentujących stany m_{ij} wynikające z niezdatności elementów e_i i e_j , jest równa liczbie zer znajdujących powyżej diagonalnej macierzy D^V , i
- śladem zsumowania jest pozostawienie w sumie wierszy znaku „x” w miejscu określonym współrzędną pionową zera - „j”.

Zgodnie z powyższym, zbiór stanów m_{ij} szeregowego połączenia żarówek zamodelowanego digrafem G (rys. 1.1.b) jest zbiorem pustym.

Algorytm wyznaczania rozróżnialnych stanów wadliwego funkcjonowania obiektu kończy się z chwilą, gdy na prawo od znaków „x” nie wystąpi ani jedno zero.

Przedstawienie pełnej tablicy diagnostycznej M wymaga połączenia wyznaczonych części, przy czym pierwszy jej wiersz (zawierający same zera) powinien być zarezerwowany dla reprezentacji stanu zdadności m_0 . Po tym połączeniu szacowanie wartości prawdopodobieństw wystąpienia stanów wadliwego funkcjonowania obiektu przebiega niejako „automatycznie”. Zerom „0” i iksom „x” zgodnie z ich pozycjami nadaje się odpowiednio wartości prawdopodobieństw: p_i i q_i , natomiast jedynkom „1” pozostawia się ich własne wartości. Jedynki te wskazują elementy, których stany niezawodnościowe są przesłonięte niezdatnością któregoś ze swoich poprzedników. Można je zatem traktować jako sumę wartości prawdopodobieństw dwóch przeciwstawnych sobie zdarzeń. Kolejnym krokiem algorytmu jest przemnożenie przez siebie w poszczególnych wierszach podstawionych wielkości. Przypisanie symbolom 0 i x wartości prawdopodobieństw p_i i q_i zilustrowano na rys. 2.1.

sprawdzenia					jeśli:
	s_1	s_2	s_3	s_4	$p_i=1-q$
m_0	0	0	0	0	$r_0 = p_1 p_2 p_3 p_4 = (1-q)^4$
m_1	x	1	1	1	$r_1 = q_1 1 1 1 = q$
m_2	0	x	1	1	$r_2 = p_1 q_2 1 1 = (1-q)q$
m_3	0	0	x	1	$r_3 = p_1 p_2 q_3 1 = (1-q)^2 q$
m_4	0	0	0	x	$r_4 = p_1 p_2 p_3 q_4 = (1-q)^3 q$

Rys. 2.1. Ilustracja wyznaczenia wartości prawdopodobieństw wystąpienia rozróżnialnych stanów szeregowego połączenia czterech żarówek zamodelowanych digrafem G (rys.1.1.b), w sytuacji zróżnicowanych i jednakowych wartości prawdopodobieństw ich zdadności i niezdatności

Każdorazowym sprawdzianem poprawności tak określonych wartości prawdopodobieństw r (przed wykonaniem pierwszego sprawdzenia s) może być wynik ich zsumowania – różny od jedności świadczy o popełnionej pomyłce. Sumy wartości

prawdopodobieństw r szeregowego połączenia czterech żarówek, w sytuacji zróżnicowanych i jednakowych wartości prawdopodobieństw ich zdatności, przedstawiają odpowiednio zależności 2.3 i 2.4.

Przedstawione na rysunku 2.2 pełne programy diagnozowania czterech szeregowo połączonych żarówek przeprowadzono według algorytmu 2.1. Do obliczeń przyjęto wyszczególnione w tabeli 1.1 szacunkowe czasy sprawdzeń sygnałów wzorcowych. Na szczególną uwagę zasługuje „elastyczność” przebiegu sprawdzeń, zależna od wartości prawdopodobieństwa niezdatności q , jednakowej dla każdej z żarówek z_i . (wykr. 2.1.)

$$\begin{aligned} & p_1 p_2 p_3 p_4 + q_1 + p_1 q_2 + p_1 p_2 q_3 + p_1 p_2 p_3 q_4 = \\ & = p_1 (p_2 p_3 p_4 + q_2 + p_2 q_3 + p_2 p_3 q_4) + q_1 = \\ & = p_1 (p_2 (p_3 p_4 + q_3 + p_3 q_4) + q_2) + q_1 = \\ & = p_1 (p_2 (p_3 (p_4 + q_4) + q_3) + q_2) + q_1 = \\ & = p_1 (p_2 (p_3 \cdot 1 + q_3) + q_2) + q_1 = \\ & = p_1 (p_2 \cdot 1 \cdot 1 + q_2) + q_1 = p_1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 + q_1 = 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 1 \end{aligned} \quad (2.3)$$

$$\begin{aligned} & (1-q)^4 + q + (1-q)q + (1-q)^2 q + (1-q)^3 q = \\ & = q^4 - 4q^3 + 6q^2 - 4q + 1 + q + q - q^2 + q^3 - 2q^2 + q - q^4 + \\ & + 3q^3 - 3q^2 + q = (q^4 - q^4) + (-4q^3 + q^3 + 3q^3) + \\ & + (6q^2 - q^2 - 2q^2 - 3q^2) + (-4q + q + q + q) + 1 = \\ & = 0 + 0 + 0 + 0 + 1 = 1 \end{aligned} \quad (2.4)$$

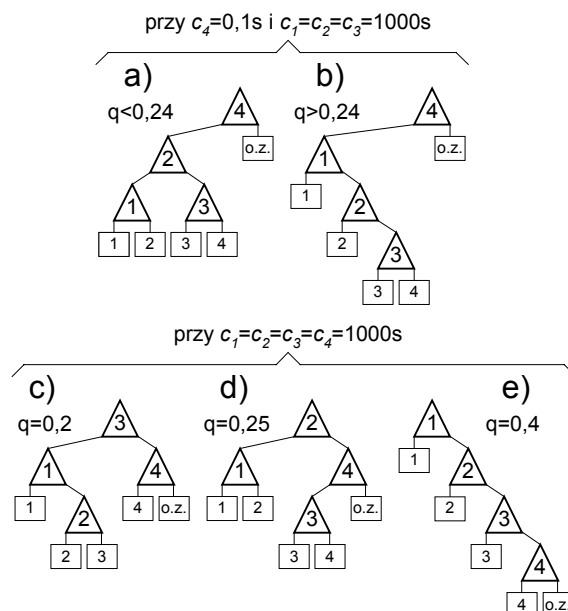
Algorytm diagnozowania obiektu według maksimum skuteczności informacyjnej z wykorzystaniem pełnej tablicy diagnostycznej $M(G)$:

1. Przyporządkować wynikom sprawdzeń $S_j(m_i)=0$ (zamieszczonym w pełnej tablicy diagnostycznej $M(G)$) wyniki sprawdzeń $S_j(m_i)=-1$. (Zamienić wszystkie zera „0” pełnej tablicy diagnostycznej wartościami: „-1”)
2. Obliczyć skuteczności informacyjne sprawdzeń

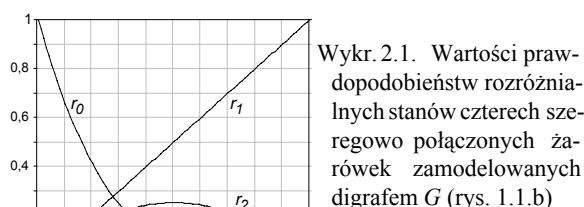
$$\eta_j = \frac{W_{pp}}{c_j} = \frac{1 - Abs \left(\frac{\sum_{i:r_i > 0} r_i S_j(m_i)}{\sum_{i:r_i > 0} r_i} \right)}{c_j} \quad (2.5)$$

3. Wykonać sprawdzenie s_j , dla którego $\eta_j = \eta_{jmax}$
4. a) Jeżeli wynik $S_j = -1$ (będzie pozytywny) - usunąć z tablicy diagnostycznej $M(G)$: wiersze, w których $S_j = +1$ i kolumnę o numerze j .
b) Jeżeli wynik $S_j = +1$ (będzie negatywny) - usunąć z tablicy diagnostycznej $M(G)$: wiersze, w których $S_j = -1$ i kolumnę o numerze j .
5. Określić liczbę wierszy tablicy diagnostycznej $M(G)$.

6. a) Jeżeli liczba wierszy tablicy diagnostycznej $M(G)$ będzie większa od jedności - przejść do wykonania punktu 2.
b) Jeżeli tablica diagnostyczna $M(G)$ zawierać będzie tylko jeden wiersz - ogłosić stan niezawodnościowy adekwatny oznaczeniu tego wiersza
7. Zakończyć badanie diagnostyczne obiektu.

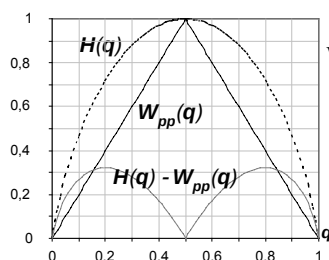


Rys. 2.2. Pełne programy diagnozowania czterech szeregowo połączonych żarówek zamodelowanych digrafem G (rys. 1.1.b)



W_{pp} – wskaźnik podziału połówkowego (2.5) - łączy jednoznaczny związek z miarą nieokreśloności jaką jest entropia wyniku sprawdzenia H [4,5]. Z wykresu 2.2 wynika, że obie miary mają dla tych samych wartości prawdopodobieństwa q swoje ekstrema. Ponadto charakteryzują się one stosunkowo niewielką różnicą: $H - W_{pp}$.

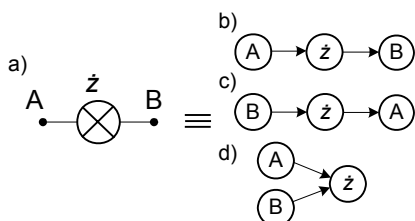
Wybór W_{pp} zamiast H może mieć istotne znaczenie zwłaszcza tam, gdzie badania diagnostyczne mają być przeprowadzane w systemie dozoru obiektu technicznego. Związany z tym wskaźnikiem krótki czas obliczeń sprawia, że czas podejmowania decyzji jest także krótki i badanie zbliżone jest do badania w czasie rzeczywistym.



Wykr. 2.2. Wykresy entropii wyniku sprawdzenia - $H(q)$, wskaźnika podziału połowkowego - $W_{pp}(q)$ i ich różnicy - $H(q) - W_{pp}(q)$

3. ROZSZERZONY PEŁNY PROGRAM DIAGNOZOWANIA

O ile podstawą rozważań dwóch poprzednich metod był digraf G , przedstawiony na rys. 1.1.b., o tyle już w obecnych okazuje się on tylko ich niewielką podporą. Model czterech szeregowo połączonych żarówek można bowiem przedstawić także na sześć innych sposobów (tab. 3.1) – z wykorzystaniem sześciu innych, zróżnicowanych strukturalnie digrafów. Możliwość zróżnicowania digrafów tkwi przede wszystkim w konstrukcji i przeznaczeniu samej żarówki, której trzy różne modele przedstawia rys. 3.1. – Każda z dwóch końcówek żarówki może być zarówno jej wejściem jak i wyjściem; jednocześnie obie te końcówki mogą być także jej wejściami, jeśli uzna się, że jej wyjściem będzie szklana bańka emitująca światło. Ponadto, możliwość zróżnicowania modeli tkwi także w sposobie wykonania sprawdzeń – pomiaru napięć względem jednego jak i drugiego bieguna źródła zasilania.



Rys. 3.1.: a) żarówka i b, c, d) – jej modele

Modele określone digrafami G , G_1 , G_2 i G_3 (patrz tab. 3.1) odnoszą się do sytuacji, w której rozpoznanie zdatości szeregowo połączonych żarówek dokonywane jest poprzez obserwację świecenia jednej z nich, natomiast digrafami: G_4 , G_5 i G_6 – do sytuacji, w której rozpoznanie to wymaga jedynie pomiaru napięć w punktach pp_i (rys. 1.1.a), tak zarówno względem jednego jak i drugiego bieguna źródła zasilania. Na szczególne podkreślenie zasługuje fakt, że brak marszrutu pomiędzy każdą parą wierzchołków w tych ostatnich nie oznacza przerwy w elektrycznym połączeniu żarówek.

Na rys. 3.3. przedstawiono rozszerzoną tablicę diagnostyczną M^R , łączącą właściwości wszystkich przedstawionych wcześniej modeli. Rysunek ten stanowi szczególny rodzaj pisma rysunkowego z objaśnieniami, w którym dodatkowy komentarz

może wydać się zbyteczny. Tym niemniej warto zauważyć tu niektóre istotne szczegóły.

Fragmentaryzacja tablicy diagnostycznej M^R jest implikowana zróżnicowaniem wartości prawdopodobieństw stanów wynikających z niezdatności co najmniej dwóch żarówek. Zróżnicowanie to wyraźnie wynika z „odległości” między tymi żarówkami – z jednej, i liczby przesłanianych stanów niezawodnościowych – z drugiej strony. Można rzec, że wartość prawdopodobieństwa wystąpienia danego stanu niezdatności równe jest iloczynowi wartości prawdopodobieństw zdatości i niezdatności elementów go powodujących – elementów, których stany można doświadczalnie stwierdzić na podstawie ich sygnałów wyjściowych przy doprowadzonych do nich dopuszczalnych sygnałach wejściowych.

W przypadku badanego obiektu trudno jest stwierdzić stan niezawodnościowy żarówek z_2 , z_3 oraz z_2 i z_3 w stanach $m_{1,3}$, $m_{2,4}$ i $m_{1,4}$, a więc w tych stanach, w których „odległość” między – wskazanymi przez diagnozę – niezdatnymi żarówkami jest większa lub równa jedności. Określenie ukrytych stanów niezawodnościowych żarówek z_2 , z_3 oraz z_2 i z_3 staje się możliwe dopiero po dokonaniu częściowej odnowy i ponownym diagnozowaniu [7].

Dla potrzeb opracowania programów diagnostycznych posłużono się, podobnie jak w poprzednim punkcie, algorytmem 2.1 i podobnie jak tam dokonano tego dla dwóch różnych czasów sprawdzenia obecności światła. Okazało się, że gdy czas ten zrównał się z czasami pozostałych sprawdzeń kontrola obecności światła stała się zbędna. Tak dokonała się, opisywana w niektórych publikacjach [4, 5, 8], minimalizacja sprawdzeń dostępnych. Pomniejszyła się, także średnia liczba sprawdzeń „S” co jednak nie stało się jednoznaczne z pomniejszeniem wartości oczekiwanego kosztu badań „K”.

Każdy, przedstawiony na rys. 3.4., program diagnozowania zawdzięcza swój kształt przede wszystkim wartości prawdopodobieństwa niezdatności q – jednakowej dla każdej żarówki. Jest przy tym pewną prawidłowością, że kształt ten jest zbliżony do optymalnego dla określonego przedziału tej wartości i w jakimś sensie elastycznym do jego wzrostu, spowodowanego np. wiekiem żarówek. Różnorodność kształtów programów diagnozowania wyjaśnić mogą wykresy 3.1 i 3.2. Wartym zauważenia jest fakt, że gdy $q > 0,5$ najbardziej prawdopodobnym stanem niezawodnościowym obiektu jest stan $m_{1,4}$, w którym „odległość” między niezdatnymi żarówkami jest maksymalna, i że dla $q \approx 0,4$ następuje (na poziomie 0,35) zrównanie wartości prawdopodobieństw stanów wynikających z niezdatności jednej i dwóch żarówek.

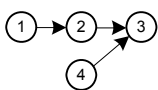
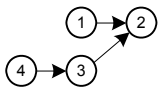
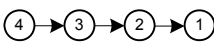
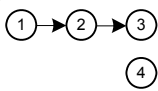
4. WNIOSKI I UWAGI KOŃCOWE

O czterech szeregowo połączonych żarówkach w aspekcie ich diagnozowania można byłoby jeszcze wiele napisać. Istotnym punktem dalszych rozważań mogłaby być np.: modyfikacja każdego z przedstawionych programów dla potrzeb diagnozowania wielokrokowego [7] lub wielotorowego [6]. Mogłby być przedstawiony stały program diagnostyczny wraz z

przyporządkowaną mu optymalną tablicą diagnostyczną [4]. Być może celowym byłoby także zaproponowanie komputerowej metodyki wspomagania procesu pomiarów, kontroli i wnioskowania [1]. Za najważniejszą jednak należy uznać w tym miejscu ocenę każdego programu - określenie w jakim stopniu jest on lepszy lub gorszy względem innego.

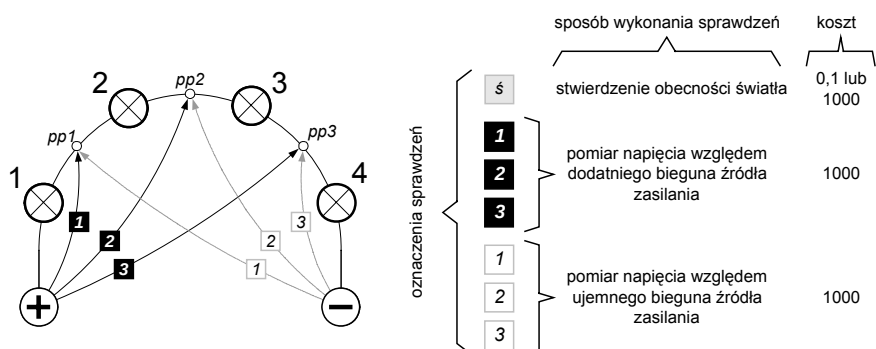
Tabela 3.1.

Inne modele czterech szeregowo połączonych żarówek (poza modelem przedstawionym na rys 1.1.b), gdzie: części tablic wydzielone cieką podwójną linią – górnotrójkątne macierze osiągalności $D^V(G_i)$, $i \in \{1, 2, 3, 4, 5, 6\}$; oznaczenie n/m^z – numer wierzchołka/numer punktu pomiarowego n – numer żarówki, m^z – światło i -tej żarówki.

Digraf	Pełna tablica diagnostyczna	Wartości prawdopodobieństw r wystąpienia stanów m																																														
		przy zróżnicowanych wartościach prawdopodobieństw niezdatności żarówek	przy jednakowych wartościach prawdopodobieństw niezdatności żarówek																																													
1	2	3	4																																													
G_1	<table><tr><td></td><td>1/1⁻</td><td>2/2⁻</td><td>4/3⁺</td><td>ξ₃</td></tr><tr><td>m_0</td><td>0</td><td>0</td><td>0</td><td>0</td></tr><tr><td>m_1</td><td>1</td><td>1</td><td>0</td><td>1</td></tr><tr><td>m_2</td><td>0</td><td>1</td><td>0</td><td>1</td></tr><tr><td>m_4</td><td>0</td><td>0</td><td>1</td><td>1</td></tr><tr><td>m_3</td><td>0</td><td>0</td><td>0</td><td>1</td></tr><tr><td>$m_{1,4}$</td><td>1</td><td>1</td><td>1</td><td>1</td></tr><tr><td>$m_{2,4}$</td><td>0</td><td>1</td><td>1</td><td>1</td></tr></table>		1/1 ⁻	2/2 ⁻	4/3 ⁺	ξ ₃	m_0	0	0	0	0	m_1	1	1	0	1	m_2	0	1	0	1	m_4	0	0	1	1	m_3	0	0	0	1	$m_{1,4}$	1	1	1	1	$m_{2,4}$	0	1	1	1	$r_0 = p_1 p_2 p_4 p_3$ $r_1 = a_1 1 p_4 1$ $r_2 = p_1 q_2 p_4 1$ $r_4 = p_1 p_2 q_4 1$ $r_3 = p_1 p_2 p_4 q_3$ $r_{1,4} = a_1 1 a_4 1$ $r_{2,4} = p_1 q_2 q_4 1$	$r_0 = p^4$ $r_1 = ap$ $r_2 = qp^2$ $r_4 = qp^2$ $r_3 = qp^3$ $r_{1,4} = a^2$ $r_{2,4} = q^2p$					
	1/1 ⁻	2/2 ⁻	4/3 ⁺	ξ ₃																																												
m_0	0	0	0	0																																												
m_1	1	1	0	1																																												
m_2	0	1	0	1																																												
m_4	0	0	1	1																																												
m_3	0	0	0	1																																												
$m_{1,4}$	1	1	1	1																																												
$m_{2,4}$	0	1	1	1																																												
G_2	<table><tr><td></td><td>4/3⁺</td><td>3/2⁺</td><td>1/1⁻</td><td>ξ₂</td></tr><tr><td>m_0</td><td>0</td><td>0</td><td>0</td><td>0</td></tr><tr><td>m_4</td><td>1</td><td>1</td><td>0</td><td>1</td></tr><tr><td>m_3</td><td>0</td><td>1</td><td>0</td><td>1</td></tr><tr><td>m_1</td><td>0</td><td>0</td><td>1</td><td>1</td></tr><tr><td>m_2</td><td>0</td><td>0</td><td>0</td><td>1</td></tr><tr><td>$m_{1,4}$</td><td>1</td><td>1</td><td>1</td><td>1</td></tr><tr><td>$m_{1,3}$</td><td>0</td><td>1</td><td>1</td><td>1</td></tr></table>		4/3 ⁺	3/2 ⁺	1/1 ⁻	ξ ₂	m_0	0	0	0	0	m_4	1	1	0	1	m_3	0	1	0	1	m_1	0	0	1	1	m_2	0	0	0	1	$m_{1,4}$	1	1	1	1	$m_{1,3}$	0	1	1	1	$r_0 = p_4 p_3 p_1 p_2$ $r_4 = a_4 1 p_1 1$ $r_3 = p_4 q_3 p_1 1$ $r_1 = p_4 p_3 q_1 1$ $r_2 = p_4 p_3 p_1 q_2$ $r_{1,4} = a_4 1 a_1 1$ $r_{1,3} = p_4 q_3 q_1 1$	$r_0 = p^4$ $r_4 = ap$ $r_3 = qp^2$ $r_1 = qp^2$ $r_2 = qp^3$ $r_{1,4} = a$ $r_{1,3} = q^2p$					
	4/3 ⁺	3/2 ⁺	1/1 ⁻	ξ ₂																																												
m_0	0	0	0	0																																												
m_4	1	1	0	1																																												
m_3	0	1	0	1																																												
m_1	0	0	1	1																																												
m_2	0	0	0	1																																												
$m_{1,4}$	1	1	1	1																																												
$m_{1,3}$	0	1	1	1																																												
G_3	<table><tr><td></td><td>4/3⁺</td><td>3/2⁺</td><td>2/1⁺</td><td>ξ₁</td></tr><tr><td>m_0</td><td>0</td><td>0</td><td>0</td><td>0</td></tr><tr><td>m_4</td><td>1</td><td>1</td><td>1</td><td>1</td></tr><tr><td>m_3</td><td>0</td><td>1</td><td>1</td><td>1</td></tr><tr><td>m_2</td><td>0</td><td>0</td><td>1</td><td>1</td></tr><tr><td>m_1</td><td>0</td><td>0</td><td>0</td><td>1</td></tr></table>		4/3 ⁺	3/2 ⁺	2/1 ⁺	ξ ₁	m_0	0	0	0	0	m_4	1	1	1	1	m_3	0	1	1	1	m_2	0	0	1	1	m_1	0	0	0	1	$r_0 = p_4 p_3 p_2 p_1$ $r_4 = a_4 1 1 1$ $r_3 = p_4 q_3 1 1$ $r_1 = p_4 p_3 q_2 1$ $r_2 = p_4 p_3 p_2 q_1$	$r_0 = p^4$ $r_4 = a$ $r_3 = qp$ $r_1 = qp^2$ $r_2 = qp^3$															
	4/3 ⁺	3/2 ⁺	2/1 ⁺	ξ ₁																																												
m_0	0	0	0	0																																												
m_4	1	1	1	1																																												
m_3	0	1	1	1																																												
m_2	0	0	1	1																																												
m_1	0	0	0	1																																												
G_4	<table><tr><td></td><td>1/1⁻</td><td>2/2⁻</td><td>3/3⁻</td><td>4/3⁺</td></tr><tr><td>m_0</td><td>0</td><td>0</td><td>0</td><td>0</td></tr><tr><td>m_1</td><td>1</td><td>1</td><td>1</td><td>0</td></tr><tr><td>m_2</td><td>0</td><td>1</td><td>1</td><td>0</td></tr><tr><td>m_3</td><td>0</td><td>0</td><td>1</td><td>0</td></tr><tr><td>m_4</td><td>0</td><td>0</td><td>0</td><td>1</td></tr><tr><td>$m_{1,4}$</td><td>1</td><td>1</td><td>1</td><td>1</td></tr><tr><td>$m_{2,4}$</td><td>0</td><td>1</td><td>1</td><td>1</td></tr><tr><td>$m_{3,4}$</td><td>0</td><td>0</td><td>1</td><td>1</td></tr></table>		1/1 ⁻	2/2 ⁻	3/3 ⁻	4/3 ⁺	m_0	0	0	0	0	m_1	1	1	1	0	m_2	0	1	1	0	m_3	0	0	1	0	m_4	0	0	0	1	$m_{1,4}$	1	1	1	1	$m_{2,4}$	0	1	1	1	$m_{3,4}$	0	0	1	1	$r_0 = p_1 p_2 p_3 p_4$ $r_1 = a_1 1 1 p_4$ $r_2 = p_1 q_2 1 p_4$ $r_3 = p_1 p_2 q_3 p_4$ $r_4 = p_1 p_2 p_3 q_4$ $r_{1,4} = a_1 1 1 a_4$ $r_{2,4} = p_1 q_2 1 q_4$ $r_{3,4} = p_1 p_2 q_3 q_4$	$r_0 = p^4$ $r_1 = ap$ $r_2 = qp^2$ $r_3 = qp^3$ $r_4 = qp^3$ $r_{1,4} = a^2$ $r_{2,4} = q^2p$ $r_{3,4} = p^2q^2$
	1/1 ⁻	2/2 ⁻	3/3 ⁻	4/3 ⁺																																												
m_0	0	0	0	0																																												
m_1	1	1	1	0																																												
m_2	0	1	1	0																																												
m_3	0	0	1	0																																												
m_4	0	0	0	1																																												
$m_{1,4}$	1	1	1	1																																												
$m_{2,4}$	0	1	1	1																																												
$m_{3,4}$	0	0	1	1																																												
G_5	<table><tr><td></td><td>1/1⁻</td><td>2/2⁻</td><td>4/3⁺</td><td>3/2⁺</td></tr><tr><td>m_0</td><td>0</td><td>0</td><td>0</td><td>0</td></tr><tr><td>m_1</td><td>1</td><td>1</td><td>0</td><td>0</td></tr><tr><td>m_2</td><td>0</td><td>1</td><td>0</td><td>0</td></tr><tr><td>m_4</td><td>0</td><td>0</td><td>1</td><td>1</td></tr><tr><td>m_3</td><td>0</td><td>0</td><td>0</td><td>1</td></tr></table>		1/1 ⁻	2/2 ⁻	4/3 ⁺	3/2 ⁺	m_0	0	0	0	0	m_1	1	1	0	0	m_2	0	1	0	0	m_4	0	0	1	1	m_3	0	0	0	1	$r_0 = p_1 p_2 p_4 p_3$ $r_1 = a_1 1 p_4 p_3$ $r_2 = p_1 q_2 p_4 p_3$ $r_4 = p_1 p_2 q_4 1$ $r_3 = p_1 p_2 p_4 q_3$	$r_0 = p^4$ $r_1 = ap^2$ $r_2 = qp^3$ $r_4 = qp^2$ $r_3 = qp^3$															
	1/1 ⁻	2/2 ⁻	4/3 ⁺	3/2 ⁺																																												
m_0	0	0	0	0																																												
m_1	1	1	0	0																																												
m_2	0	1	0	0																																												
m_4	0	0	1	1																																												
m_3	0	0	0	1																																												

	$m_{1,4}$	1	1	1	1	$r_{1,4} = q_1 \quad 1 \quad q_4 \quad 1$	$r_{1,4} = q^2$				
	$m_{1,3}$	1	1	0	1			$r_{1,3} = q_1 \quad 1 \quad p_4 \quad q_3$	$r_{1,3} = qp$		
	$m_{2,4}$	0	1	1	1					$r_{2,4} = p_1 \quad q_2 \quad q_4 \quad 1$	$r_{2,4} = q^2p$
	$m_{2,3}$	0	1	0	1						

1	2	3	4																																													
G_6 4 3 2 1	<table><tr><td></td><td>4/3⁺</td><td>3/2⁺</td><td>2/1⁺</td><td>1/1⁻</td></tr><tr><td>m_0</td><td>0</td><td>0</td><td>0</td><td>0</td></tr><tr><td>m_1</td><td>1</td><td>1</td><td>1</td><td>0</td></tr><tr><td>m_3</td><td>0</td><td>1</td><td>1</td><td>0</td></tr><tr><td>m_2</td><td>0</td><td>0</td><td>1</td><td>0</td></tr><tr><td>m_l</td><td>0</td><td>0</td><td>0</td><td>1</td></tr><tr><td>$m_{1,1}$</td><td>1</td><td>1</td><td>1</td><td>1</td></tr><tr><td>$m_{1,3}$</td><td>0</td><td>1</td><td>1</td><td>1</td></tr><tr><td>$m_{1,2}$</td><td>0</td><td>0</td><td>1</td><td>1</td></tr></table>		4/3 ⁺	3/2 ⁺	2/1 ⁺	1/1 ⁻	m_0	0	0	0	0	m_1	1	1	1	0	m_3	0	1	1	0	m_2	0	0	1	0	m_l	0	0	0	1	$m_{1,1}$	1	1	1	1	$m_{1,3}$	0	1	1	1	$m_{1,2}$	0	0	1	1	$r_0 =$ p_4 p_3 p_2 p_1 $r_1 =$ a_4 1 1 a_1 $r_2 =$ p_4 q_3 1 p_1 $r_3 =$ p_4 p_3 q_2 p_1 $r_4 =$ p_4 p_3 p_2 q_1 $r_{1,1} =$ a_4 1 1 a_1 $r_{2,4} =$ p_4 q_3 1 q_1 $r_{3,4} =$ p_4 p_3 q_2 q_1	$r_0 =$ p^4 $r_1 =$ ap $r_2 =$ qp^2 $r_3 =$ qp^3 $r_4 =$ qp^3 $r_{1,1} =$ a^2 $r_{2,4} =$ c^2p $r_{3,4} =$ q^2p^2
	4/3 ⁺	3/2 ⁺	2/1 ⁺	1/1 ⁻																																												
m_0	0	0	0	0																																												
m_1	1	1	1	0																																												
m_3	0	1	1	0																																												
m_2	0	0	1	0																																												
m_l	0	0	0	1																																												
$m_{1,1}$	1	1	1	1																																												
$m_{1,3}$	0	1	1	1																																												
$m_{1,2}$	0	0	1	1																																												



Rys.3.2 Sprawdzenia czterech szeregowo połączonych żarówek

MR	sprawdzenia								
	ś	1	2	3	1	2	3		
		0	0	0	0	0	0	0	0
m_0		0	0	0	0	0	0	0	0
m_1		1	0	0	0	1	1	1	1
m_2		1	1	0	0	0	1	1	1
m_3		1	1	1	0	0	0	1	1
m_4		1	1	1	1	0	0	0	0
$m_{1,2}$		1	1	0	0	1	1	1	1
$m_{2,3}$		1	1	1	0	0	1	1	1
$m_{3,4}$		1	1	1	1	0	0	1	1
$m_{1,3}$		1	1	1	0	1	1	1	1
$m_{2,4}$		1	1	1	1	0	1	1	1
$m_{1,4}$		1	1	1	1	1	1	1	1

charakterystyki probabilistyczne stanów niezawodnościowych									
$p_1 \neq p_2 \neq p_3 \neq p_4$					$p_1 = p_2 = p_3 = p_4 = p = 1 - q$				
$r_0 =$	p_1	p_2	p_3	p_4	p^4	$=$	$(1-q)^4$		
$r_1 =$	q_1	p_2	p_3	p_4	p^3q	$=$	$(1-q)^3q$		
$r_2 =$	p_1	q_2	p_3	p_4	p^3q	$=$	$(1-q)^3q$		
$r_3 =$	p_1	p_2	q_3	p_4	p^3q	$=$	$(1-q)^3q$		
$r_4 =$	p_1	p_2	p_3	q_4	p^3q	$=$	$(1-q)^3q$		
$r_{1,2} =$	q_1	q_2	p_3	p_4	p^2q^2	$=$	$(1-q)^2q^2$		
$r_{2,3} =$	p_1	q_2	q_3	p_4	p^2q^2	$=$	$(1-q)^2q^2$		
$r_{3,4} =$	p_1	p_2	q_3	q_4	p^2q^2	$=$	$(1-q)^2q^2$		
$r_{1,3} =$	q_1	1	q_3	p_4	pq^2	$=$	$(1-q)q^2$		
$r_{2,4} =$	p_1	q_2	1	q_4	pq^2	$=$	$(1-q)q^2$		
$r_{1,4} =$	q_1	1	1	q_4	q^2	$=$	q^2		

0	$\Rightarrow$	obecność światła
1	$\Rightarrow$	brak światła
0	$\Rightarrow$	$U \neq 0V$
1	$\Rightarrow$	$U = 0V$

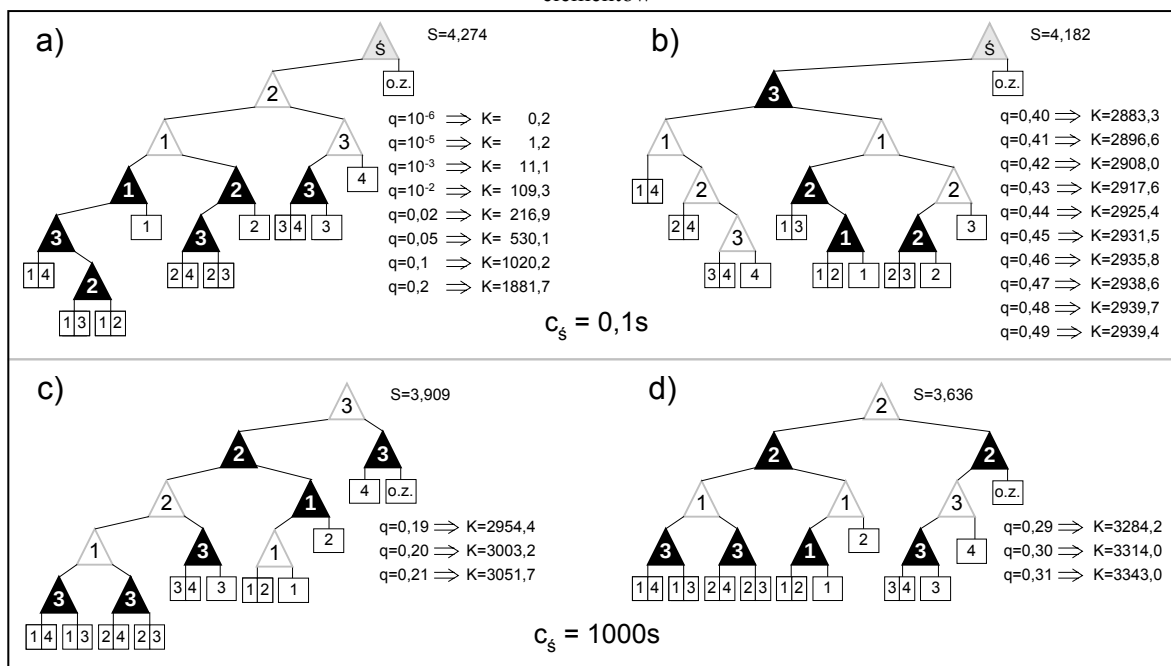
a)

$$p_1 \left(p_2 \left(p_3 \left(p_4 + q_4 \right) + q_3 \left(p_4 + q_4 \right) \right) + q_2 \left(p_4 \left(p_3 + q_3 \right) + q_4 \right) \right) + q_1 \left(p_4 \left(p_3 \left(p_2 + q_2 \right) + q_3 \right) + q_4 \right) = 1$$

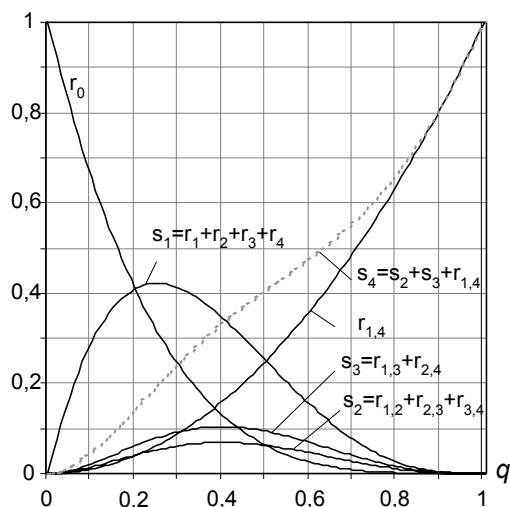
b)

$$\begin{aligned} & (1-q)^4 + 4(1-q)^3q + q^2(3(1-q)^2+2(1-q^2)+1) = \\ & = q^4 - 4q^3 + 6q^2 - 4q + 1 + -4q^4 + 12q^3 - 12q^2 + 4q + 3q^4 - 8q^3 + 6q^2 = \\ & = q^4 - 4q^4 + 3q^4 + -4q^3 + 12q^3 - 8q^3 + 6q^2 - 12q^2 + 6q^2 + -4q + 4q + 1 = 1 \end{aligned}$$

Rys. 3.3. Pełna rozszerzona tablica diagnostyczna czterech szeregowo połączonych żarówek wraz z oznaczeniami wyników sprawdzeń i sumami kontrolnymi (a, b) wartości prawdopodobieństw rozróżnialnych stanów niezawodnościowych przy zróżnicowanych i jednakowych wartościach prawdopodobieństw niezdatności elementów

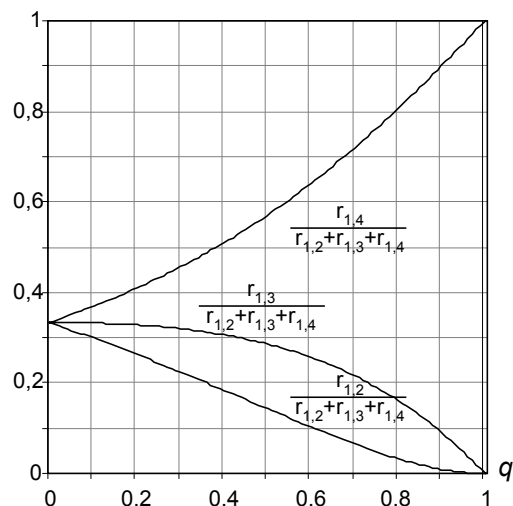


Rys.3.4. Programy diagnozowania czterech szeregowo połączonych żarówek, opracowane na podstawie pełnej rozszerzonej tablicy diagnostycznej M^R (rys. 3.3), gdzie: S – średnia liczba sprawdzeń; K – wartość oczekiwanego kosztu badań, c_s – koszt sprawdzenia obecności światła.



Wykr.3.1. Wartości prawdopodobieństw występowania rozróżnialnych stanów niezawodnościowych czterech szeregowo połączonych żarówek.

Zazwyczaj zasadniczymi kryteriami oceny programów są: wartość oczekiwanego kosztu badań i wiarygodność diagnoz. Z uwagi na strukturę połączeń elementów badanego tu obiektu (czterech szeregowo połączonych żarówek) oraz poczynione wcześniej założenie o pełnej wiarygodności wyników sprawdzeń, tylko pierwsze z wymienionych kryteriów może mieć istotne zastosowanie. Wykorzystane drugiego z nich polecane jest dla struktur rozgałęzionych, dla których typowa jest (przy lokalizacji co najwyżej jednego niezdatnego elementu obiektu) minimalizacja liczby zbioru sprawdzeń.



Wykr.3.2. Względne wartości prawdopodobieństw występowania stanów wynikających z niezdatności dwóch spośród czterech szeregowo połączonych żarówek.

Podstawą wyznaczenia wartości oczekiwanego kosztu (czasu) realizacji danego programu diagnostycznego jest dysponowanie wartościami prawdopodobieństw wystąpienia występujących w nim ciągów sprawdzeń. Kompleksowe i rzetelne ujęcie tego problemu staje się możliwe jedynie poprzez zastosowanie rozszerzonej pełnej tablicy diagnostycznej M^R (rys. 3.3) i określonej na jej podstawie zależności na wartości prawdopodobieństw r . Układ wyników danej sekwencji sprawdzeń określa adekwatny jej – jedno lub wieloelementowy – zbiór stanów niezawodnościowych. Ponieważ każdy ze stanów występuje z określoną wartością prawdopodobieństwa, wartość prawdopodobieństwa wystąpienia danego ciągu

sprawdzeń określona jest sumą wartości prawdopodobieństw wystąpienia niezdatności elementów adekwatnego mu zbioru stanów.

Na podstawie wykresów (4.1) można powiedzieć, że koszty programów:

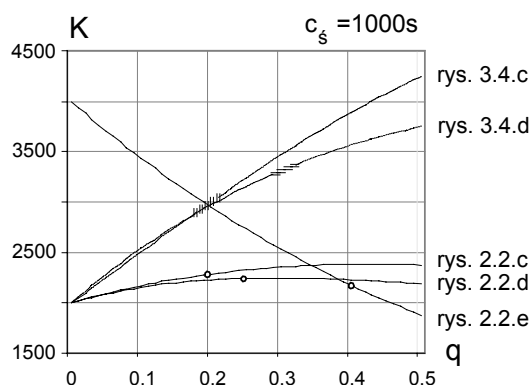
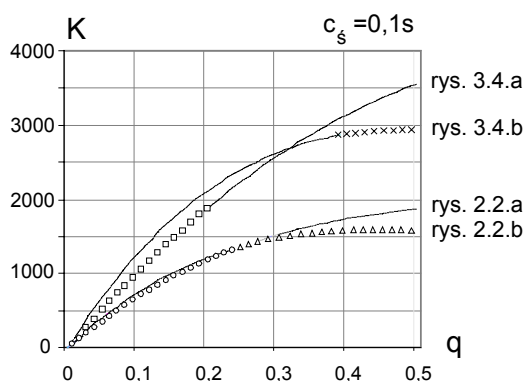
- są tym większe im większa jest cena i liczba użytych w nim sprawdzeń, i
- są zmienne wraz ze zmiennością swej struktury i zmiennością wartości prawdopodobieństw niezdatności elementów składowych obiektu.

To ostatnie, choć intuicyjnie zrozumiane i oczywiste, nie znajduje potwierdzenia w dotychczasowej praktyce określania kosztów.

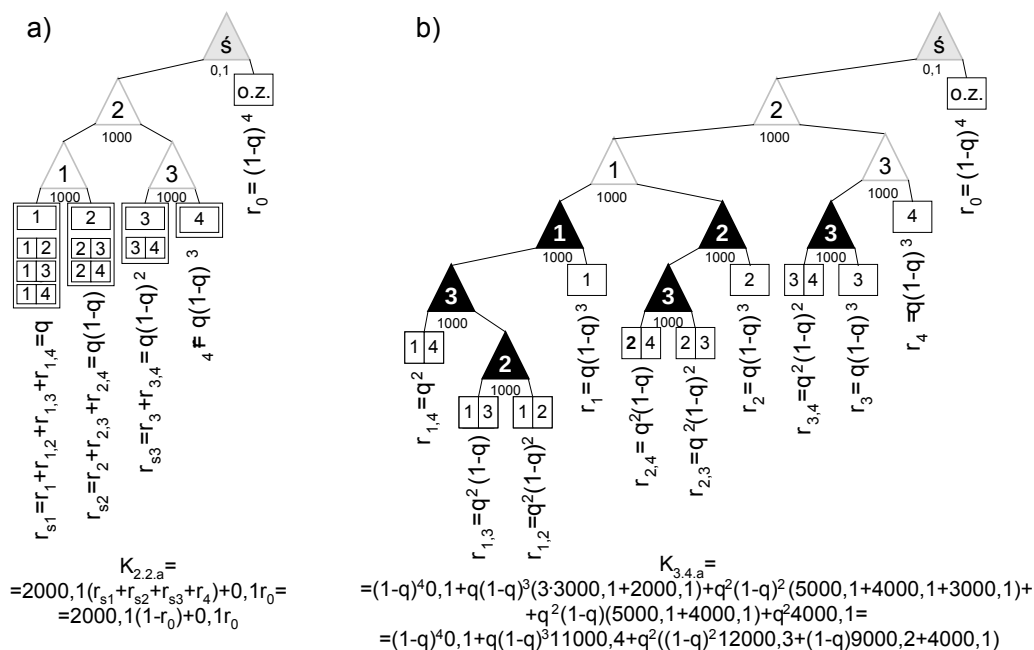
Minimalizacja liczby sprawdzeń może oznaczać (obok korzystnej minimalizacji kosztów) niekorzystną niejednoznaczność diagnoz. Na rysunku 4.1

przedstawiono dwa programy, z których jeden jest kontynuacją drugiego. Brak dodatkowych sprawdzeń pomniejsza wiarygodność opcjonalnej diagnozy. Jej wielkość jest tym mniejsza im większa jest wartość prawdopodobieństwa niezdatności elementów i im mniejsza jest liczba sprawdzeń z wynikiem pozytywnym. Wraz z pomniejszeniem tej wiarygodności wzrasta wiarygodność pojawienia się jej niejednoznaczności.

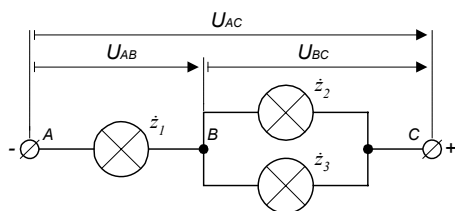
W przypadku czterech szeregowo połączonych żarówek alternatywność diagnoz nie sprawia istotnego problemu – żadna z tych diagnoz nie jest przecież fałszywą lecz co najwyżej niepełną. Ta niewielka niedogodność może być usunięta drogą diagnozowania wielokrokowego. Tego samego nie można jednak powiedzieć już w odniesieniu do trzech żarówek połączonych tak jak to przedstawiono na rysunku 4.2.



Wykr. 4.1. Zmienność wartości oczekiwanych kosztów realizacji programów diagnozowania czterech szeregowo połączonych żarówek (identyfikowanych numerami rysunków) w funkcji zmian wartości prawdopodobieństwa niezdatności q – jednakowego dla każdej poszczególnej żarówki tego połączenia. Pogrubione linie oraz wprowadzone punkty oznaczają wartości prawdopodobieństw q , dla których przewidziane jest zastosowanie danego programu.



Rys. 4.1. Metodyka wykorzystania tablicy M^R w procesie wyznaczania wartości oczekiwanych kosztów realizacji programów przedstawionych na rysunkach 2.2.a i 3.4a



Rys. 4.2. Układ żarówek, dla którego proces lokalizowania pojedynczych niezdatności może doprowadzić do fałszywej diagnozy.

Wartym zauważenia jest pogląd zgodnie, z którym przy poszukiwaniu co najwyżej jednej niezdatnej żarówki wystarcza - po doprowadzeniu napięcia zasilającego U_{AC} - sprawdzenie świecenia się żarówek z_2 i z_3 . Kiedy będą świecić się obie żarówki układ uznaje się za zdalny, kiedy będzie się świecić tylko żarówka z_2 mówi się o przepaleniu żarówki z_3 , i odwrotnie - kiedy będzie się świecić tylko żarówka z_3 mówi się o przepaleniu żarówki z_2 . Znamionym jest fakt, iż kiedy nie będą się świecić obie żarówki z_2 i z_3 orzeka się przepalenie żarówki z_1 , choć faktyczną przyczyną może być również przepalenie się żarówek z_2 i z_3 lub z_1 i z_2 lub z_1 i z_3 lub też z_1 , z_2 i z_3 .

Uciążliwe i niejednokrotnie czasochłonne czynności związane z odnową elementów zdalnych wskazanych jako niezdatne nie dość, że okazują się zbędne, to na dodatek stale powtarzane pozwalają domniemywać naruszenie zasad obsługi technicznej, potem - niepoprawnie przeprowadzonej odnowy, a następnie - niezdatność urządzeń badawczych. Ostateczne stwierdzenie zdalności odnawianego elementu prowadzi zwykle (w dalszej kolejności) do lokalizacji niezdatności opartej o tzw. intuicję inżynierską. Dla obiektów o bardzo złożonej strukturze zadanie to, wykonywane

w taki sposób, staje się praktycznie rzecz biorąc niewykonalne. Takich problemów - związanych z fałszywymi diagnozami - nie wprowadza użycie pełnych programów diagnozowania przedstawionych w punktach: 2 i 3 niniejszego opracowania. Nie wprowadza ich także użycie funkcjonalnej struktury niezawodnościowej obiektu, pozwalającej na określenie bezwzględnych wartości prawdopodobieństw wystąpienia jego rozróżnialnych stanów niezawodnościowych [9].

5. LITERATURA

- [1] Fedyna K., Szczepański P.: Stanowisko komputerowej analizy i syntezy diagnostycznej złożonego obiektu technicznego. VII Krajowe Sympozjum Eksploatacji Urządzeń Technicznych. Problemy Eksploatacji 6/93. Diagnostyka. Radom-Kozubnik 1993.
- [2] Jaźwiński J., S. Preckajło: Diagnostyka nie tylko medyczna, Wydawnictwo Ministerstwa Obrony Narodowej, Warszawa 1970.
- [3] Korzan B.: Elementy teorii grafów i sieci, WNT, Warszawa 1978
- [4] Młokosiewicz J., R.: Metoda wielopoziomowego badania stanu obiektów technicznych i synteza systemu diagnostycznego, WAT, Warszawa 1987.
- [5] Rozwadowski T.: Diagnostyka techniczna obiektów złożonych (wydanie drugie uzupełnione i poprawione), WAT, Warszawa 1983.
- [6] Szczepański P.: Wielotorowość w warunkowym programie diagnozowania złożonego obiektu technicznego. Biuletyn WAT. nr 2/1997. Warszawa, 1997.

- [7] Szczepański P.: - O wielokrokowości procesu diagnozowania złożonego obiektu technicznego. Referaty i komunikaty IX Konferencji Naukowo - Technicznej nt.: Diagnostyka maszyn roboczych i pojazdów, Bydgoszcz, 1994.
- [8] Szczepański P.: Minimalizacja zbioru sprawdzeń metodą pionów jedynkowych. Biuletyn WAT. nr 1-2 /1995. Warszawa, 1995.
- [9] Szczepański P.: Określanie i zastosowanie prawdopodobieństw występowania rozróżnialnych stanów wadliwego funkcjonowania obiektu. Biuletyn WAT. nr 8/2001.(str. 25-40)
- [10] Żółtowski B., Józefik W.: Diagnostyka techniczna elektrycznych urządzeń przemysłowych, Wydawnictwo Uczelniane ATR, Bydgoszcz 1996.



Dr inż. Paweł Szczepański
 Ur. 23.01.1955 r. w Warszawie. Absolwent Elektryczno – Mechanicznych Zakładów Naukowych im. M. Kasprzaka w Warszawie. W latach 1976-1981 studia na Wydziale Elektromechanicznym

WAT zakończone dyplomem magistra inżyniera o specjalności: eksploatacja urządzeń radioelektrycznych. Praca doktorska nt.: „Diagnozowanie złożonych obiektów technicznych z uszkodzeniami wielokrotnymi” obroniona w 1990 r. Od roku 1983 pracownik WAT, obecnie w Instytucie Systemów Uzbrojenia na stanowisku kierownika Zakładu Broni Rakietowej. Dorobek naukowy obejmuje ponad 40 publikacji w tym dwa skrypty. Zainteresowania naukowe: diagnostyka techniczna.

METODY IDENTYFIKACJI SYSTEMÓW W DIAGNOSTYCE UKŁADÓW REGULACJI TURBIN

Tomasz BARSZCZ [†], Piotr CZOP ^{††}, Tadeusz UHL [†]

[†] Akademia Górniczo-Hutnicza, KRiDM, Al. Mickiewicza 30, 30-059 Kraków

^{††} LabMod, 42-624 Ossy, ul. Leśna 2a

Streszczenie

W przemyśle energetycznym wzrasta zapotrzebowanie na efektywne technologie diagnostyczne, które mogą podnieść bezpieczeństwo, sprawność i dyspozycyjność elektrowni. Układy regulacji odgrywają kluczową rolę w eksploatacji bloków. Jakość układów regulacji jest jednym z najważniejszych czynników prowadzących do właściwego zarządzania zasobami elektrowni. Artykuł przedstawia dyskusję możliwości zastosowania identyfikacji systemów w ocenie stanu technicznego elementów układu regulacji. Zbudowano model układu regulacji oraz przeprowadzono badania na obiekcie rzeczywistym i stanowisku laboratoryjnym.

Słowa kluczowe: diagnostyka, identyfikacja systemów, układ regulacji

SYSTEM IDENTIFICATION METHODS IN STEAM TURBINE CONTROL SYSTEM DIAGNOSTICS

Summary

Power generation industry is demanding high quality modern diagnostic technologies to increase safety, efficiency and availability of plants. Control systems play vital role in securing plant operation. Quality of steam turbine control system is one of key factors for proper management of plant assets. Following paper presents, how system identification techniques can be applied assessment of control system elements technical state. The model of control systems was built. Research were done at industrial turbine and test rig.

Keywords: diagnostics, system identification, control system

OZNACZENIA

ρ - gęstość oleju [kg/m^3],

α - kąt opasania [rad] otworów zasilających i odbierających znajdujących się w tulei rozdzielacza (porty: A, B, P, T),

λ - maksymalny kąt obrotu wału serwowatora [rad],

β - modułem sprężystości cieczy [Pa] dla typowego oleju mineralnego $\beta=1.7 \cdot 10^3$ [MPa],

ω - prędkość tłoka serwowatora o ruchu obrotowym [rad/s],

ω - pulsacja [rad/s],

φ - przemieszczenie tłoka serwowatora o ruchu obrotowym [rad],

κ_d - współczynnik przepływu przez otwory rozdzielacza,

$\Delta p = p_{wy} - p_{we}$ spadek ciśnienia na zaworze lub zwężce pomiędzy wyjściem i wejściem [N/m^2]

κ_s - współczynnik normalny przepływu zwężki na zasilaniu siłownika

A, B, P, T - oznaczenie portów (kanałów) rozdzielacza wg rysunku (Rys. 9),

A,B,C - wielomiany wykorzystywane do opisu transmitancji,

A_0 - pole powierzchni zwężki [m^2]

F - obciążenie zewnętrzne

$f(\omega)$ - nieliniowy moment tarcia [$\text{N} \cdot \text{m}$] w ruchu obrotowym

$f(v)$ - nieliniowa siła tarcia [N] w ruchu prostoliniowym

F_0 - wstępny naciąg sprężyny siłownika [N]

f_s - częstotliwość próbkowania [Hz]

G - elementy układ laboratoryjnego lub jego modelu na które składają się: regulator proporcjonalny, serwowawór oraz siłownik opisane równaniami stanu,

g - maksymalne przemieszczenie serwowatora [m],

$H(j\omega, i)$ - estymowana nieparametrycznie niestacjonarna dyskretna transmitancja obiektu, kolorująca biały szum $e(i)$,

$H(z^{-1}, i)$ - estymowana parametrycznie niestacjonarna dyskretna transmitancja obiektu, kolorująca biały szum $e(i)$,

i - dyskretna dziedziną czasu,

I - moment bezwładności tłoka serwowatora obrotowego [$\text{kg} \cdot \text{m}$],

$j = \sqrt{-1}$

$K(j\omega, i)$ - estymowana nieparametrycznie niestacjonarna dyskretna transmitancja obiektu,

$K(z^{-1}, i)$ - estymowana parametrycznie niestacjonarna dyskretna transmitancja obiektu,
 k_s - współczynnik sztywności sprężyny [N/m],
 m_m - masa tłoka oraz tłoczyska serwowatora [kg],
 $n(t)$ - addytywny szum pomiarowy,
 nA, nB, nC - rząd wielomianu odpowiednio A, B, C wykorzystanych do zapisu transmitancji,
 p - ciśnienie pod tłokiem siłownika [Pa]
 p_A - ciśnienie w komorze A siłownika [Pa],
 p_B - ciśnienie w komorze B siłownika [Pa],
 p_p - ciśnienie zasilania rozdzielacza [Pa],
 p_T - ciśnienie odpływu rozdzielacza [Pa],
 q - ogólnie przepływ oleju [m^3/s],
 q_A - przepływ do komory A [m^3/s],
 q_{AA}, q_{BB} - przepływy [m^3/s] związane z wzajemnym oddziaływaniem tłoka i cieczy w serwowatorze,
 q_B - przepływ do komory B [m^3/s],
 q_C - przepływy [m^3/s] związane z wzajemnym oddziaływaniem tłoka i cieczy w serwowatorze obrotowym,
 q_c - sprzężenie hydrodynamiczne pomiędzy cieczą a tłokiem serwowatora [m^3/s]
 q_l - przecieki pomiędzy komorami serwowatora [m^3/s],
 R - promień przekroju przestrzeni roboczej liczony od środka do końca łopatki serwowatora [m]
 R_d - promień tulei rozdzielacza [m].
 S - powierzchnia tłoka serwowatora o ruchu obrotowym [m^2],
 S_A - pole powierzchni tłoka serwowatora [m^2] od komory A,
 S_B - pola powierzchni tłoka serwowatora [m^2] od komory B,
 t - ciągła dziedzina czasu,
 T - temperatura oleju zasilającego (zakłócenia),
 $u(t)$ - sygnał wejściowy obiektu,
 $u(i)$ - sygnał $y(t)$ próbkowany z częstotliwością fs,
 V - objętość cylindra siłownika [m^3],
 V_{A0} - początkowa objętość komory A [m^3],
 V_{B0} - początkowa objętość komory B [m^3],
 v_m - prędkość tłoka serwowatora o ruchu liniowym [m/s],
 v_s - prędkość tłoczyska siłownika [m/s],
 W - współczynnik strat ciśnienia dla przepływu burzliwego,
 $w(t)$ - sygnał zadany (referencyjny),
 $y(i)$ - sygnał $y(t)$ próbkowany z częstotliwością fs,
 $y(t)$ - sygnał wyjściowy obiektu,
 y_d - przemieszczenie suwaka rozdzielacza [m],
 y_{d0} - przekrycie rozdzielacza [m],
 y_m - przemieszczenie tłoka serwowatora o ruchu liniowym [m],
 y_s - przemieszczenie tłoczyska siłownika [m],
 Z - współczynnik strat ciśnienia dla przepływu laminarnego,
 z^{-1} - operator transformaty Z,

INDEKSY

s – siłownik
d – rozdzielacz
m – serwowator

SYMBOLE

ARX(nA, nB, k) - ang. AutoRegressive with eXogenous input
ARMAX(nA, nB, nC, k) - ang. AutoRegressive Moving Average with eXogenous Input
RARX(nA, nB, k) - ang. Recursive AutoRegressive with eXogenous input
EH - przetwornik elektrohydrauliczny
WP - wysokoprężna sekcja turbiny
SP - średnioprężna sekcja turbiny
NP - niskoprężna sekcja turbiny
FDI - ang. Fault Detection and Isolation

DEFINICJE POJĘĆ

Identyfikacja parametrów - estymacja wartości parametrów modelu ARX, RARX, ARMAX, na podstawie zarejestrowanych sygnałów pomiarowych

Układ laboratoryjny - stanowisko badawcze składające się z zespołu pomp zapewniających uzyskanie ciśnienia zasilania do 14 [MPa], serwoworu firmy Moog model D761-104 oraz siłownika dwustronnego działania (pulsatora) o skoku maksymalnym $h=250$ [mm] oraz średnicy tłoka $\varnothing 65$ [mm]. Schemat blokowy układu hydraulicznego przedstawia rysunek (Rys. 10). Stanowisko laboratoryjne zostało skonfigurowane przez pracowników Katedry Automatyzacji Procesów Przemysłowych AGH, Kraków.

Obiekt przemysłowy - turbina parowa upustowo-przeciwprężną o mocy 32 MW.

Układ regulacji obiektu przemysłowego - system UNIMAT 3M (regulator elektroniczny) [18], wraz z elementami wykonawczymi, na które składają się: przetwornik elektrohydrauliczny, siłownik, mechanizm regulatora mechanicznego, rozdzielacz, serwowator obrotowy

Diagnostyka aktywna - metody diagnostyczne polegające na dodaniu specjalnego sygnału, o amplitudzie nie przekraczającej kilku procent amplitudy sygnału sterującego. Sygnał taki posiada właściwości pozwalające zwiększyć stosunek sygnał/szum zmniejszając wpływ korelacji pomiędzy wejściem/wyjściem oraz zakłóceniami diagnozowanego obiektu.

1. WPROWADZENIE

Energetyka wymaga technologii diagnostycznych, które pomogą poprawić bezpieczeństwo, dyspozycyjność i sprawność [1]. Bardzo istotne jest również wykorzystanie informacji diagnostycznej do planowania remontów (ograniczenia zakresu remontu do działań niezbędnych lub maksymalizacji efektu przy założonych środkach). Zapotrzebowanie to spowodowało rozwój nowych technik, bazujący na badaniach w zakresie inżynierii mechanicznej

oraz informatyki i przetwarzania sygnałów ([1],[17]). Pokrewną dziedziną są metody wykrywania i lokalizacji uszkodzeń (FDI). Przegląd metod FDI można znaleźć np. w [2,3,5,6,14]. Jedną z najbardziej obiecujących metod jest diagnostyka oparta na modelu powiązana z identyfikacją systemów. Zadanie określenia niesprawności można scharakteryzować ogólnie w oparciu o nieliniowe równania stanu (1)

$$\begin{aligned}\dot{\mathbf{x}}(t) &= \mathbf{q}(t, \mathbf{x}(t), \mathbf{u}(t), \mathbf{w}(t), \mathbf{f}_g(t); \theta), \quad \mathbf{x}(0) = \mathbf{x}_0 \\ \mathbf{y}(t) &= \mathbf{h}(t, \mathbf{x}(t), \mathbf{u}(t), \mathbf{v}(t), \mathbf{f}_h(t); \theta)\end{aligned}\quad (1)$$

gdzie: $\mathbf{x}(t)$ jest n -wymiarowym wektorem stanu, $\mathbf{y}(t)$ wektorem wyjść, $\mathbf{u}(t)$ jest wektorem wejść, $\mathbf{f}(t)$ jest wektorem addytywnych uszkodzeń, $\mathbf{w}(t)$ oraz $\mathbf{v}(t)$ są wektorami odpowiednio zakłóceń zmiennych stanu i wyjść, $\mathbf{x}_0$ oznacza wektor warunków początkowych, θ jest zbiorem parametrów modelu. Uszkodzenia mogą być modelowane jako addytywne poprzez wymieniony wektor $\mathbf{f}(t)$ uszkodzeń wejść i wyjść, lub jako uszkodzenia multiplikatywne wiążące się ze zmianami wartości zbioru parametrów modelu θ . W modelach nieliniowych takie rozróżnienie jest utrudnione, ponadto istnieje możliwość przyjęcia założenia, że parametry modelu zależą od czasu, prowadzące do modelu niestacjonarnego.

2. CEL I POTRZEBA BADAŃ

W ramach projektu badawczego Nr 8 T07C 019 20 Komitetu Badań Naukowych podjęto działania zmierzające do wstępnego oszacowania możliwości wdrożenia w przemyśle metod diagnostyki układów regulacji turbin parowych. W ramach projektu prowadzono badania na dwoma wzajemnie uzupełniającymi się zagadnieniami:

- sygnałami diagnostyki aktywnej ukierunkowanymi na zastosowania w układach regulacji turbin parowych,
- metodami detekcji oraz rozpoznawania uszkodzeń w układach regulacji turbin parowych

Dysponując ograniczonymi możliwościami finansowania eksperymentów prowadzonych na obiektach przemysłowych oraz pilotażowym charakterem projektu, skupiono uwagę na badaniach laboratoryjnych oraz symulacjach numerycznych, które powinny wykazać celowość oraz oszacować skuteczność proponowanych metod diagnostycznych. Założono możliwość parametrycznej detekcji uszkodzeń w wyniku identyfikacji parametrów modelu regresyjnego. Prawidłowe wnioskowanie o uszkodzeniach na podstawie parametrów modelu regresyjnego wymaga wcześniejszego skatalogowania oraz wyszczególnienia podstawowych uszkodzeń występujących w układach regulacji turbin parowych oraz odpowiadających im symptomów. Wstępne rozeznanie przeprowadzono na podstawie dokumentacji serwisowej, statystyk zakładowych, rozmów z pracownikami zakładów w których

znajdował się obiekt przemysłowy, istniejącej literatury technicznej, opracowań specjalistycznych oraz wyników badań laboratoryjnych.

Układy regulacji turbin parowych wyposażone są w zawory regulacyjne sterowane sekwencyjnie poprzez serwomotor napędzający wał z krzywkami lub też sterowanych niezależnie, metodą jeden zawór jeden serwomotor. Druga metoda realizacji układów wykonawczych jest kosztowniejsza, dlatego stosowana jest głównie w dużych turbinach parowych o mocy powyżej 100 MW. W przypadku niezależnego sterowania położeniem zaworów uzyskuje się znaczące polepszenie jakości regulacji poprzez możliwość określenia dowolnej konfiguracji otwarcia zaworów optymalizując w ten sposób wydajność, moc oraz poziom drgań turbiny. Niezależna regulacja zaworów upraszcza budowę zaworów oraz układu przeniesienia napędu od serwomotoru do zaworów, poprzez eliminację dźwigni oraz wału z krzywkami. Serwomotor znajduje się wtedy nad zaworem i jest z nim połączony sprzęgłem sztywnym. Zasilany jest bezpośrednio olejem poprzez typowy proporcjonalny elektryczny serwowawór (rozdzielacz), np. firm Moog lub Vickers. Pomimo niewątpliwych zalet bezpośredniego sterowania zaworami regulacyjnymi koszt modernizacji turbiny jest wysoki, ponieważ najczęściej wymagana jest wymiana górnego korpusu turbiny oraz zastosowanie zaawansowanego systemu sterowania (np. ProControl firmy ABB, MARK V firmy General Electric). Popularne są rozwiązania częściowe polegające na modernizacji stopnia wysokoprężnego turbiny i pozostawieniu tradycyjnego układu regulacji na stopniach średnioprężnym i niskoprężnym.

Starsze rozwiązania z wałem krzywkowym wymagają stosowania w układzie hydraulicznym oleju impulsowego (sterującego) oraz roboczego. Podstawowa pętla sprzężenia zwrotnego realizowana jest wtedy poprzez siłownik zasilany olejem impulsowym, dźwignię, rozdzielacz oraz serwomotor zasilane olejem roboczym (por. Rys. 2). Otwieranie zaworów odbywa się poprzez wał krzykowy oraz system masywnych dźwigni, wymagając użycia dużych sił oraz stałej kontroli luzów.

Obecnie stosowana generacja układów regulacji turbin (elektronika przetwarzająca sygnały) jest już wyposażona w podstawowe procedury diagnostyczne ([18],[19]), sprawdzające maksymalne poziomy sygnałów oraz ich przyrosty w czasie, np. wybiecie od spadku ciśnienia oleju smarowego, regulacyjnego, wybiecie od wzrostu temperatury pary świeżej, wybiecie od przekroczenia szybkości schłodzenia itd. Bardziej zaawansowane procedury określają szczelność zaworów, przeprowadzają próby zaworów odcinających oraz upustów. Istnieje również liczna grupa procedur sprawdzających tolerancję układu regulacji na uszkodzenia. Polegają one na wyłączaniu ręcznym lub automatycznym poszczególnych elementów

układu regulacji w celu sprawdzenia podjęcia działania przez elementy rezerwowe, np. próba załączenia się pompy rezerwowej oleju regulacyjnego. Stosowane układy regulacji wykorzystują w szerokim zakresie redundancję sprzętową ([18],[19]) wykazując odporność na wybrane uszkodzenia. Typowe elementy i funkcje podlegające redundancji to np. trójdrożny pomiar prędkości obrotowej lub układy mikroprocesorowe z możliwością głosowania w przypadkach rozbieżności w sygnałach sterujących lub mierzonych.

Obserwując dynamiczny rozwój układów regulacji zachodzi potrzeba opracowania bardziej złożonych metod diagnostyki opartych na modelach dynamicznych (redundancji analitycznej), głównie wybranych elementów wykonawczych o największej awaryjności. Do elementów tych należą zawory regulacyjne, zawory upustowe, przetworniki elektrohydrauliczne, serwomotory wraz z rozdzielaczami.

Analiza równań modelu matematycznego układu laboratoryjnego oraz modelu matematycznego układu regulacji obiektu przemysłowego prowadzi do wniosków, że występujące nieliniowości są na tyle znaczne, że mogą wystąpić problemy z identyfikacją parametrów stacjonarnych modeli liniowych (o parametrach niezmiennych w czasie), stąd wynika potrzeba stosowania liniowych modeli niestacjonarnych lub modeli nieliniowych. Istnieje również wiele innych przeszkód w poprawnej identyfikacji obiektu przemysłowego. Do podstawowych zalicza się niski stosunek poziomu sygnału do szumu, który jest wynikiem zakłóceń, wynikających z działania obiektu przemysłowego oraz działania maszyn i urządzeń pomocniczych. Zastosowanie przemysłowych czujników pomiarowych o szerszych tolerancjach, niż te używane w laboratoriach, również wpływa negatywnie na pewność estymowanych wartości parametrów. Ograniczone zasoby mocy obliczeniowych wykorzystywane do rejestracji i przechowywania danych powodują, że archiwizuje się tylko podstawowe wielkości fizyczne z ograniczonym pasmem rejestrowanych częstotliwości (np. do 100[Hz]) lub tylko trendy wielkości. Spowodowane jest to dużą liczbą sygnałów pomiarowych, która przekracza niejednokrotnie 1500 zmiennych dla kompletnego bloku energetycznego. Niekorzystne jest z punktu widzenia możliwości detekcji niesprawności ich maskowanie przez pętle sprzężenia zwrotnego. Pomocna w zakresie polepszenia warunków identyfikowalności parametrów modelu może okazać się diagnostyka aktywna. Identyfikacja obiektu z wykorzystaniem metod diagnostyki aktywnej będzie stanowić cel dalszych badań.

Uwzględniając wszystkie wymienione wcześniej problemy związane z identyfikacją zaplanowano eksperyment laboratoryjny, który mógłby w jak najbardziej zbliżony sposób modelować fizycznie działanie typowych elementów układu regulacji

obiektu przemysłowego. W dalszym ciągu badań będzie to podstawą do przenoszenia jakościowych konkluzji dotyczących przede wszystkim wartości własnych serwomotoru i rozdzielacza, ich nieliniowej zależności od położenia suwaka rozdzielacza i tłoczyska serwomotoru oraz możliwości obserwacji w ograniczonym paśmie rejestrowanych częstotliwości. Przyjęto możliwość oceny wpływu niesprawności poprzez zmiany w czasie wartości własnych modelu. Podejście takie wykorzystuje nieliniowość modelu do wnioskowania o charakterze wymuszeń. Do celów identyfikacji wykorzystano adaptacyjne modele regresyjne o zmiennych w czasie parametrach RARX oraz modele ARX, ARMAX.

Należy brać pod uwagę ograniczone możliwości uzyskania informacji a priori o wartościach wszystkich parametrów fizycznych i geometrycznych elementów wykonawczych układu regulacji obiektu przemysłowego, np. współczynników tarcia. Dlatego uwzględniając nieliniowe właściwości diagnozowanego układu oraz silne zakłócenia o charakterze szumowym, nie podjęto prób wyznaczania wartości parametrów fizycznych/geometrycznych, np. sztywności lub tłumień metodą identyfikacji parametrów modelu skupiając uwagę wyłącznie na zmianach wartości własnych identyfikowanego modelu. Uwzględniono istnienie pętli sprzężenia zwrotnego ([9], [15]) oraz oceniono możliwości identyfikowalności parametrów obiektu w takich warunkach. Strukturę modelu identyfikowanego przyjęto wstępnie na podstawie struktury zlinearyzowanego modelu teoretycznego przyjmując identyczny rząd modelu.

Nie zawsze można odtworzyć wszystkie właściwości obiektu na podstawie zakłóceń danych, dlatego z punktu widzenia wyników identyfikacji korygowano strukturę identyfikowanego modelu przyjmując inne kryteria np. dokładności dopasowania do danych.

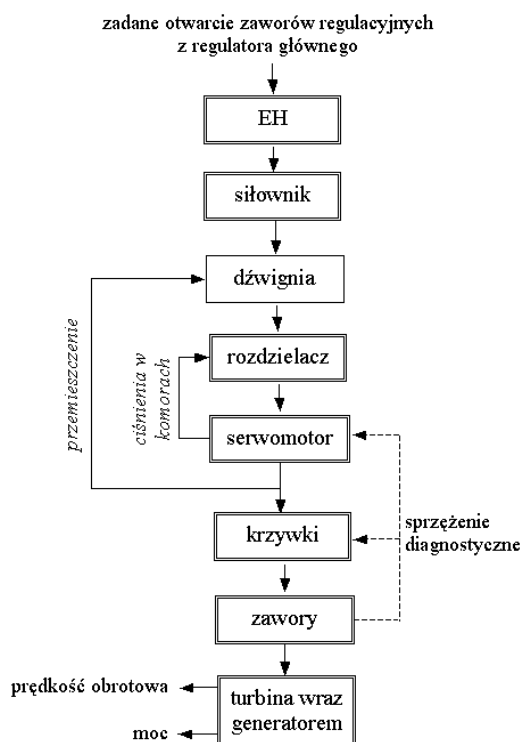
Podsumowując, w dalszej części artykułu przedstawiono:

- Podstawowe wiadomości na temat wybranych niesprawności i uszkodzeń,
- Wybrane modele elementów wykonawczych,
- Zastosowane metody identyfikacji nieparametrycznej i parametrycznej,
- Wyniki identyfikacji nieparametrycznej i parametrycznej
- Podsumowanie.

3. NIESPRAWNOŚCI I USZKODZENIA UKŁADÓW REGULACJI

Najważniejsze elementy wykonawcze układu regulacji obiektu przemysłowego zostały przedstawione na rysunku (Rys. 1). Posługując się przykładem bloków energetycznych, które składają się z takich obiektów przemysłowych, omówiono podstawowe niesprawności i uszkodzenia oraz budowę układu regulacji.

Istnieje możliwość prowadzenia w trybie on-line stałego pomiaru oraz rejestracji ($f_s=100$ [Hz]) między innymi: ciśnień pary w upustach regulowanych i nieregulowanych, ilości pary do turbiny, położen serwowatoru zaworów regulacyjnych WP i SP, ciśnień sterujących serwowatorami WP i SP, sygnałów napięciowych z wyjścia regulatora oraz prądów sterujących do przetworników elektrohydraulicznych WP i SP, ciśnień pod i nad tłokiem serwowatorów oraz kontrolnych sygnałów dwustanowych. W torze regulacji zadawane są sygnały napięciowe z regulatora UNIMAT 3M, oddzielnie dla części niskoprężnej i wysokoprężnej turbiny.



Rys. 1. Typowa struktura układu regulacji turbiny parowej (np. dla części wysokoprężnej) z wyróżnieniem elementów wykonawczych

W dalszej kolejności sygnały są kierowane do wzmacniacza mocy. Przetworniki EH części WP i SP, ustalają ciśnienia sterujące dla siłowników poruszających dźwignię sprężenia zwrotnego serwowatora wykonawczego (por. Rys. 2). Serwowator napędza mechanizm rozrządu z wałem krzywkowym. Napęd odbierany jest z wału poprzez rolkę umocowaną na końcu dźwigni podnoszącej zawór.

Literatura ([8],[13],[16],[20]) oraz doświadczenie i wiedza specjalistów pozwalają wyróżnić podstawowe niesprawności i uszkodzenia.

Uszkodzenia związane z przetwornikiem elektrohydraulicznym:

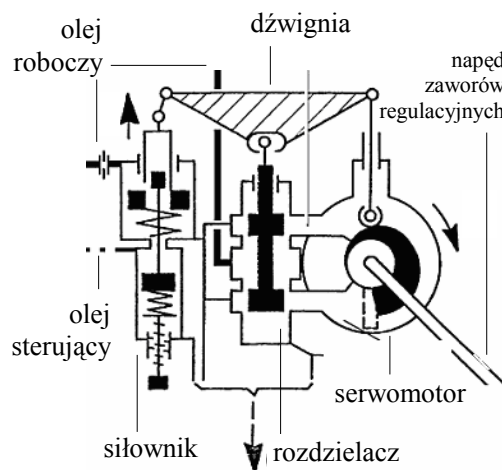
- nieliniowości przetwornika (zmiany punktu pracy),
- zwarcie w uzwojeniach cewki,
- ograniczenie ruchu rdzenia przez zanieczyszczenia,

- zwiększone opory ruchu.

Uszkodzenia związane z zaworami olejowymi (rozdzielaczami):

- zmiany zakresu ruchu (erozja, zanieczyszczenia, zakleszczenie),
- turbulencje w przepływie, zwiększone opory ruchu suwaka,
- cofanie się oleju na skutek różnic ciśnienia w kanałach dolotowych,
- przecieki oleju,
- zanieczyszczenia w przewodach olejowych oraz oleju
- zmiany właściwości oleju związane np. ze spadkiem jego gęstości, zużywaniem się, zmianami temperatury, itp.

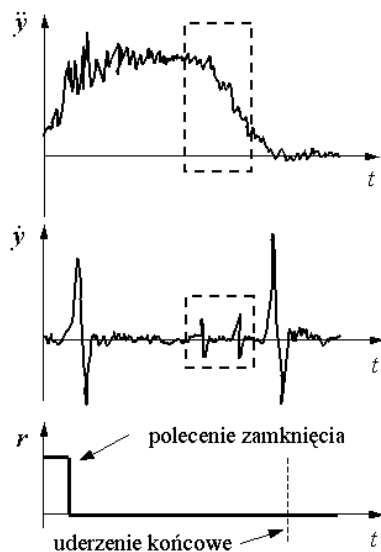
Jako możliwe uszkodzenia rozdzielaczy, należy wymienić możliwość dociśnięcia suwaka do tulei (np. na skutek nieosiowości) powodujące przerwanie warstwy smaru i wystąpienie efektu tarcia suchego w wyniku którego, suwak może ulec zakleszczeniu [16]. Niesprawność jest konsekwencją wystąpienia zanieczyszczeń, nadmiernej chropowatości współpracujących części lub nadmiernego czasu przebywania suwaka w jednej pozycji [16].



Rys. 2. Rysunek poglądowy serwowatora obrotowego z elementami współpracującymi: rozdzielaczem oraz siłownikiem (strzałki pokazują kierunek ruchu elementów mechanicznych)

Uszkodzenia zaworów regulacyjnych zasilania turbiny parą mogą być związane z drganiami zaworu na skutek przepływu i rozprężania pary. Obudowa wraz elementami składającymi się na zawór (Rys. 4) nagrzewają się do wysokich temperatur oraz są poddawane naprężeniom uderowym. Może to powodować pęknięcie obudów lub wrzecion. Istnieje również możliwość zatarcia wrzeciona w tulei (Rys. 3), prowadząca do unieruchomienia zaworu w pozycji otwartej. Początkowymi symptomami przycierania jest wzrost sił tarcia zwiększających obciążenie serwowatora. Przyczyną zatarcia mogą stać się m. in. elementy obce o różnych rozmiarach, które dostały się w pobliże zaworu regulacyjnego na

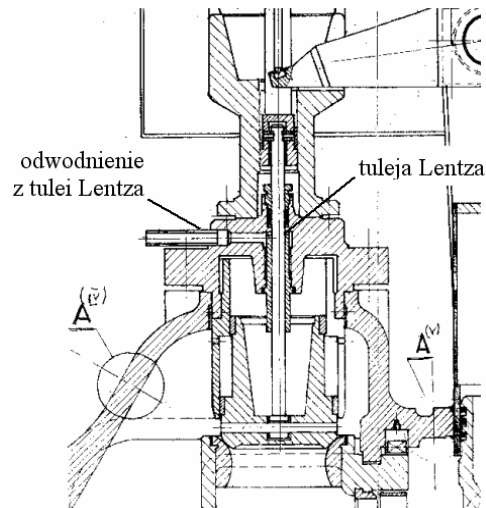
skutek uszkodzenia filtra. Drobne elementy obce, które dostały się w obszar grzybka mogą zaburzać przepływ pary zmieniając geometrię szczeliny przepływowej.



Rys. 3. Drgania obserwowane na zaworach regulacyjnych (na podstawie [20]) ($\ddot{y}$, $\dot{y}$, r - odpowiednio przyspieszenie oraz prędkość drgań obudowy zaworu, zadane położenie zaworu)

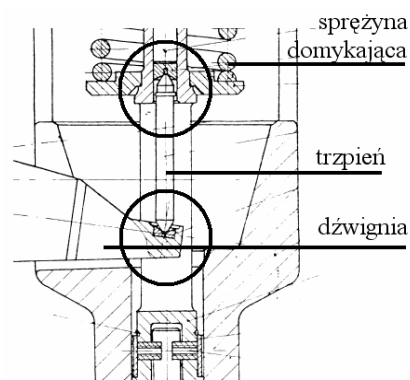
Prawdopodobieństwo wystąpienia niesprawności związanych z zatarciami i przytarciami zwiększa się w wyniku dłuższych postojów, podczas których dochodzi do wystudzenia maszyny i krystalizacji zanieczyszczeń, szczególnie frakcji solnych. Miejsce osadzania się soli są karby uszczelniające wrzeciona poruszającego się w tulei (Rys. 4). Karby składają się na ekspansyjne uszczelnienie labiryntowe przeciwdziałające przeciekowi pary przez zawór. Symptomami nadmiernych przytarć jest nierównomierny bieg turbiny skutkujący wahaniami mocy w zależności od położenia zaworów. Całkowite zatarcie zaworu uniemożliwia ruch serwomotoru powodując jego unieruchomienie. W niektórych konstrukcjach zaworów regulacyjnych grzybek jest mocowany na stosunkowo wąskim przedłużeniu wrzeciona. Zdarzały się sytuacje, w których dochodziło do pęknięcia połączenia i całkowitego oderwania się grzybka, który najczęściej przytykał wylot dyszy zaworu.

Niesprawności związane z przytarciami występują również na skutek zanieczyszczeń oleju. Obecnie niesprawności te zostały praktycznie wyeliminowane poprzez zastosowanie ulepszonych filtrów olejowych oraz dobrej jakości olejów.



Rys. 4. Typowa budowa dolnej części zaworu regulacyjnego z tuleją uszczelniającą

Zawory mogą wykazywać również nadmierne nieszczelności. Okresowo mogą również wystąpić zmiany w sztywności sprężyn domykających zawór lub niewłaściwe zakresy luzów i ustawień kątów otwarcia zaworów w mechanizmie krzywkowym podnoszącym zawory, wymagające okresowych korekty w czasie remontów i przeglądów eksploatacyjnych (o ile takie rozwiązanie grupowej regulacji jest stosowane). Zdarza się również wysprężenie zaworu (Rys. 5) związane ze skokową zmianą obciążenia serwomotoru. Możliwe jest obluzowanie lub nawet wybite gniazda zaworu na skutek uderowych sił o znacznych wartościach. Wymienione niesprawności ujawniają się najczęściej podczas rutynowych remontów związanych z demontażem podzespołów turbiny, konserwacją i ponownym ich montażem.



Rys. 5. Typowy przykład zasprężenia dźwigni mechanizmu krzywkowego z wrzecionem zaworu

W starszych turbinach¹, o okresie eksploatacji powyżej 30 lat, powierzchnie toczne krzywek nie

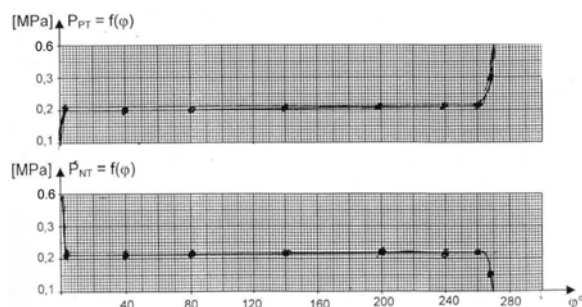
¹ Np. Zamech TK50, Skoda K-50-90

zużyły się i są zdadne do dalszej eksploatacji. W ramach działań konserwacyjnych wymaga się smarowania oraz przeglądów łożysk podpierających wał, na którym osadzone są krzywki współpracujące z dźwigniami podnoszącymi zawory poprzez łożyskowane tocznie rolki.

W większości przypadków, szczególnie w Polsce, nie monitoruje się przemieszczeń zaworów lub jego drgań, ze względu na koszt dodatkowych przetworników. Pomiary przeprowadza się przy pomocy specjalizowanych urządzeń pomiarowych podczas okresowych przeglądów i remontów. Wykonuje się wtedy również charakterystyki statyczne potwierdzające poprawne ustawienie kątów podnoszenie zaworów na wale krzywkowym.

Serwomotor podnoszący zawory jest jednym z najbardziej niezawodnych urządzeń. Wykonywany jest jako obrotowy lub o ruchu prostoliniowym dwustronnego działania. Charakterystyczne zmiany ciśnienia cieczy hydraulicznej w cylindrach serwomotoru mogą stać się symptomami wielu niesprawności w układzie hydraulicznym, zaworach regulacyjnych oleju (rozdzielaczu) oraz w zaworach regulacyjnych pary do turbiny.

Typowe testy diagnostyczne (Rys. 6) polegające na wyznaczaniu charakterystyk statycznych elementów wykonawczych i sterujących są praktykowane przez zewnętrzne firmy remontowe. W wielu przypadkach sprawdza się w ten sposób ewentualne przytarcia, określając stopień nierównomierności np. wysunięcia trzpienia suwaka rozdzielczego, lub położenie zaworów regulacyjnych. Stosuje się w tym celu elektroniczne czujniki pomiarowe lub mechaniczne zegarowe.



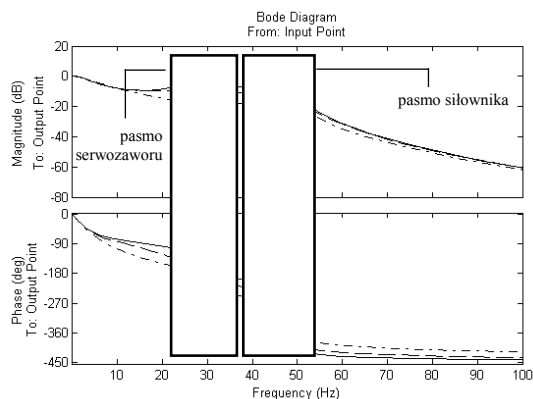
Rys. 6. Charakterystyka statyczna ciśnienia pod tłokiem (P_{PT}) oraz nad tłokiem (P_{NT}) w funkcji przemieszczenia kąowego (φ) wału serwomotoru

Podsumowując przegląd typowych niesprawności i uszkodzeń układów regulacji turbin parowych możliwe jest wyróżnienie dwóch podstawowych symptomów diagnostycznych umożliwiających detekcję uszkodzenia (Rys. 7):

- zmian wartości własnych związanych z serwowaworem lub przetwornikiem EH (w zależności od tego czy jest to układ laboratoryjny czy układ regulacji obiektu przemysłowego),

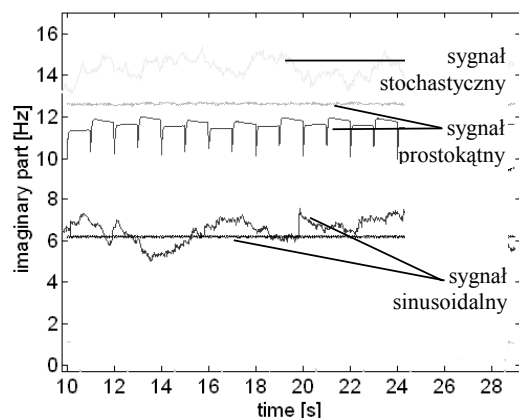
- zmian wartości własnych związanych z serwowmotorem lub siłownikiem.

Lokalizacja oraz ocena stopnia uszkodzenia jest możliwa np. poprzez porównywanie zmian estymowanych parametrów modeli lokalnych pomiędzy poszczególnymi punktami pomiarowymi układu regulacji.



Rys. 7. Poglądowy wykres wskazujący na dwa podstawowe obszary częstotliwości własnych elementów składowych układu hydraulicznego [podczas linearyzacji zmieniano w modelu układu laboratoryjnego bezwymiarowy współczynnik tłumienia (ang. damping rate) suwaka serwowaworu: linia ciągła $d=0.1$, linia kreskowa $d=0.3$, linia kreska-kropka $d=0.9$]

Ze względu na silne nieliniowości oraz obecność pętli sprzężenia zwrotnego wartości własne linearyzowanego modelu zawierają się w dość szerokich pasmach podczas zmian, np. wzmocnień w układzie (odpowiada to ewentualnym modelom przecieków). W dalszej części artykułu poddano analizie zmiany wartości własnych związanych siłownikiem/serwowmotorem, które wykazują silne zmiany wartości proporcjonalne do zmian obciążenia, a więc np. przytarcia/zatarcia zaworów regulacyjnych, wysprzęglenia zaworu. Nieliniowości fizyczne i geometryczne elementów układu regulacji obiektu przemysłowego/układu laboratoryjnego powodują wzajemne sprzężenie ich wartości własnych, które zależą od siebie wzajemnie, jak również zależą od sygnału zadanego, tj. jego amplitudy, częstotliwości oraz kształtu jego przebiegu. Szczegółowe badania przeprowadzono w tym zakresie na układzie laboratoryjnym dla kilkudziesięciu różnych kombinacji rodzajów sygnałów, ich amplitud oraz częstotliwości. Wykres (Rys. 8) pokazuje wyniki identyfikacji parametrów modelu $RARX(2,1,1)$, z których wyznaczono następnie bieguny, a w dalszej kolejności wydzielono części urojone biegunów. Wartości własne zależą również silnie od temperatury oleju oraz ciśnienia zasilania.



Rys. 8. Przebiegi w czasie części urojonych biegunów identyfikowanego rekursywnie modelu w postaci transmitancji dla identycznej konfiguracji układu laboratoryjnego, podczas zmian rodzaju sygnału zadanego (przemieszczenia tłoczyska siłownika) oraz jego amplitudy

4. MODEL ANALITYCZNY

Matematyczny model układu regulacji obiektu przemysłowego (uwzględniający nieliniowości) obejmuje regulator mechaniczny, serwomotor z rozdzielaczem i zaworami (por. Rys. 2), przetwornik elektrohydrauliczny. Model taki powinien służyć do wyciągania wniosków jakościowych oraz sugerować potencjalne problemy, które należy modelować fizycznie z wykorzystaniem układu laboratoryjnego oraz przy pomocy matematycznego modelu układu laboratoryjnego. Ograniczona użyteczność modelu układu regulacji obiektu przemysłowego do wnioskowania ilościowego wynika z braku możliwości przeprowadzenia pomiarów wartości wymaganych parametrów na wybranym obiekcie przemysłowym.

Przy pomocy modelu matematycznego układu regulacji obiektu przemysłowego oraz modelu matematycznego układu laboratoryjnego badano wpływ uszkodzeń addytywnych oraz zmian w wartościach parametrów fizycznych i geometrycznych tych modeli.

4.1. Przetwornik elektrohydrauliczny

Przetwornik elektrohydrauliczny stosowany w układzie regulacji obiektu przemysłowego jest dwustopniowy i zawiera odbiornik oraz wzmacniacz hydrauliczny, zasilane odpowiednio olejem impulsowym (sterującym) oraz roboczym. Przyjęto uproszczony model przetwornika elektrohydraulicznego, składający się z modelu układu elektrycznego cewki generującej pole elektromagnetyczne i oddziałującej na wrzeciono zaworu olejowego. Tego typu model matematyczny jest często przedstawiany w literaturze [16].

4.2. Siłownik

Model przepływu wiążący strumień objętościowy cieczy przepływający przez dany przekrój (zwężkę) przewodu z ciśnieniem, równania bilansu sił ciśnienia oleju oraz reakcji sprężyny i obciążenia wyraża się następująco (por. Rys. 2):

$$q = \kappa A_0 \operatorname{sgn}(\Delta p) \sqrt{\frac{2}{\rho} |\Delta p|}$$

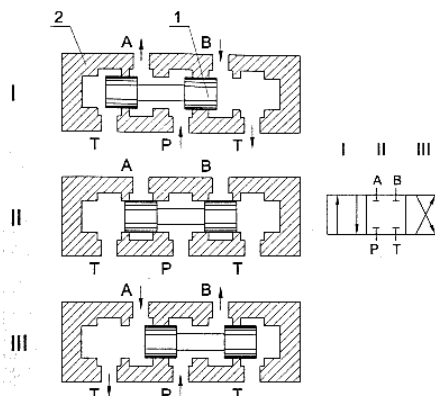
$$\frac{dp}{dt} = \frac{\beta}{V} (q - v_s A) \quad (2)$$

$$m_s \frac{dv_s}{dt} = F_0 - p A_s - k_s y_s - f(v_s)$$

$$\frac{dy_s}{dt} = v_s$$

4.3. Rozdzielacz

W rozdzielaczu (Rys. 9) mogą być stosowane przekrycia ujemne, zerowe lub dodatnie, określają one wzajemne położenie krawędzi sterujących suwaka i odpowiedniego kanału w tulei suwakowej.



Rys. 9. Typowy schemat budowy rozdzielacza trzypołożeniowego, czterodroznego wraz z jego schematem [16]. Oznaczenia: 1) suwak sterujący, 2) obudowa

Przekrycia dodatnie charakteryzują się znaczną strefą nieczułości. Zazwyczaj stosuje się rozdzielacze z przekryciami niezerowymi, które są trudne do uzyskania ze względu na wymagana dokładność procesu technologicznego [16]. W rozpatrywanym obiekcie przemysłowym rozdzielacze posiadały przekrycia dodatnie. Przyjmuje się model burzliwego przepływu cieczy przez rozdzielacz, dla którego współczynnik oporów jest niezależny od liczby Reynoldsa. Rozdzielacz jest zasilany ze źródła o stałym ciśnieniu p_p . Równania przepływów pomiędzy wejściami i wyjściami rozdzielacza jest następujące:

$$\begin{cases} \Delta p_{PA} = p_p - p_A \\ \Delta p_{BT} = p_B - p_T \\ \Delta p_{AT} = p_A - p_T \\ \Delta p_{PB} = p_p - p_B \end{cases} \begin{cases} q_A = q_{PA} - q_{AT} \\ q_P = q_{PA} - q_{PB} \\ q_B = q_{PB} - q_{BT} \\ q_T = q_{AT} - q_{BT} \end{cases}, \quad (3)$$

oraz

$$\begin{cases} q_{PA} = \kappa \frac{\alpha}{2\pi} Ry \sqrt{|\Delta p_{PA}|} \operatorname{sgn}(\Delta p_{PA}) & \text{dla } (y_d - y_{d0}) \geq 0 \\ q_{BT} = \kappa \frac{\alpha}{2\pi} Ry \sqrt{|\Delta p_{BT}|} \operatorname{sgn}(\Delta p_{BT}) & \text{dla } (y_d - y_{d0}) \geq 0 \\ q_{AT} = \kappa \frac{\alpha}{2\pi} Ry \sqrt{|\Delta p_{AT}|} \operatorname{sgn}(\Delta p_{AT}) & \text{dla } (y_d + y_{d0}) < 0 \\ q_{PB} = \kappa \frac{\alpha}{2\pi} Ry \sqrt{|\Delta p_{PB}|} \operatorname{sgn}(\Delta p_{PB}) & \text{dla } (y_d + y_{d0}) < 0 \end{cases} \quad (4)$$

gdzie p_A , p_B są ciśnieniami oleju zasilającego serwomotor, zmienne indeksowane w sposób złożony, np. q_{PA} oznaczają dodatkowo drogę przepływu pomiędzy portami P i A rozdzielacza.

4.4. Serwomotor

Równania ciśnień oddziałujących na tłok serwomotoru w przypadku różnej jego powierzchni są następujące:

$$\begin{aligned} \frac{V_{A0} + S_A y_m}{\beta} \frac{dp_A}{dt} &= -q_{AA} - q_l + q_A \\ \frac{V_{B0} + S_B (g - y_m)}{\beta} \frac{dp_B}{dt} &= q_{BB} + q_l + q_B \end{aligned} \quad (5)$$

Model strat ciśnienia przyjmuje postać:

$$p_A - p_B = Zq_l \quad (6)$$

w przypadku przepływu laminarnego lub postać

$$p_A - p_B = Wq_l^2 \quad (7)$$

w przypadku przepływu turbulentnego. Wzajemne oddziaływanie tłoka i cieczy jest modelowane jako

$$q_{AA} = S_B v_m, \quad q_{BB} = S_A v_m \quad (8)$$

Dynamikę ruchu tłoka opisuje równanie

$$m_m \frac{dv_m}{dt} = p_A S_A - p_B S_B - F - f(v_m) \quad (9)$$

Ostatecznie otrzymujemy cztery równania pierwszego rzędu przyjmując za zmienne stanu p_A , p_B , v_m , y_m

$$\begin{aligned} \frac{V_{A0} + S_A y_m}{\beta} \frac{dp_A}{dt} &= -\frac{p_A}{R} + \frac{p_B}{R} - S_A v_m + q_A \\ \frac{V_{B0} + S_B (g - y_m)}{\beta} \frac{dp_B}{dt} &= \frac{p_A}{R} - \frac{p_B}{R} + S_B v_m + q_B \end{aligned} \quad (10)$$

$$m_m \frac{dv_m}{dt} = p_A S_A - p_B S_B - F - f(v_m)$$

$$\frac{dy_m}{dt} = v_m$$

W przypadku serwomotoru obrotowego zastosowanego w układzie regulacji obiektu przemysłowego równania ulegają nieznacznej modyfikacji ze względu na przyjęcie jako zmiennych stanu kąta oraz prędkości obrotu wału serwomotoru. Wzajemne oddziaływanie tłoka i cieczy przy dodatkowym założeniu równości obydwu stron powierzchni tłoka, jest modelowane jako

$$\frac{V_{A0} + \frac{S \cdot R}{2\pi} \cdot \varphi}{\beta} \frac{dp_A}{dt} = -q_C - q_l + q_A \quad (11)$$

$$\frac{V_{B0} + \frac{S \cdot R}{2\pi} (\gamma - \varphi)}{\beta} \frac{dp_B}{dt} = q_C + q_l + q_B$$

Wzajemne oddziaływanie tłoka i cieczy jest modelowane jako

$$q_C = C\omega, \quad \text{gdzie } C = \frac{S \cdot R}{2\pi} \quad (12)$$

Ostatecznie otrzymuje się:

$$\begin{aligned} \frac{V_{A0} + C\varphi}{\beta} \frac{dp_A}{dt} &= -\frac{p_A}{R} + \frac{p_B}{R} - C\omega + q_A \\ \frac{V_{B0} + C(\gamma - \varphi)}{\beta} \frac{dp_B}{dt} &= \frac{p_A}{R} - \frac{p_B}{R} - C\omega + q_B \end{aligned} \quad (13)$$

$$I \frac{d\omega}{dt} = p_A \cdot S \cdot R - p_B \cdot S \cdot R - M - f(\omega)$$

$$\frac{d\varphi}{dt} = \omega$$

4.5. Zawory wraz z mechanizmem krzywkowym

Model umożliwia symulację sekwencyjnego otwierania zaworów, poprzez stopniowe dołączanie kolejnych mas, sztywności, tłumień oraz sił powodowanych przepływem pary do równania serwomotoru.

5. BADANIA LABORATORYJNE

Pomiary prowadzono na stanowisku laboratoryjnym

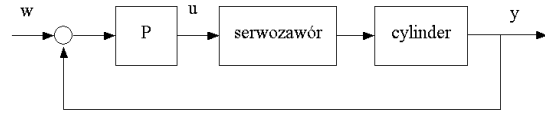
Starając się uwzględnić specyfikę pomiarów na obiekcie przemysłowym, uwzględniając analogię do punktów pomiarowych oraz rodzajów mierzonych sygnałów. Prowadzono pomiary następujących zmiennych:

- wielkości zadanej (położenia siłownika),
- przemieszczenia tłoczyska siłownika (przetwornik firmy BALLUFF model BTL-B11-0250-B-KA05 o wewnętrznej częstotliwości próbkowania $f=1$ [kHz]),
- siły na tłoczysku (przetwornik ZEPWN model CL14, zakres do 20 [kN])
- ciśnienie zasilania (p_p) (przetwornik Danfoss model MBS 32-2415-1AB08 z zakresem ciśnień 0-40 [MPa]),
- ciśnienie wylotowe (p_r) (przetwornik Danfoss model MBS 32-2415-1AB08 z zakresem ciśnień 0-2.5 [MPa]),
- ciśnienie w komorze A (p_A) (przetwornik Danfoss model MBS 32-2415-1AB08 z zakresem ciśnień 0-25 [MPa]),
- ciśnienie w komorze B (p_B) (przetwornik Danfoss model MBS 32-2415-1AB08 z zakresem ciśnień 0-25 [MPa]),

Zadawano wysunięcie tłoczyska siłownika sygnałem o przebiegu prostokątnym i sinusoidalnym ($f_1=1/2\pi$ [Hz], $f_2=5$ [Hz], $f_3=10$ [Hz]), również o zmiennej częstotliwości (od 0-17[Hz]) oraz przy pomocy szerokopasmowego szumu o rozkładzie normalnym. Do zadawania pozycji tłoczyska służyło oprogramowanie realizujące również funkcje regulatora proporcjonalnego ze wzmocnieniem ustalonym jako $P=0.3$.

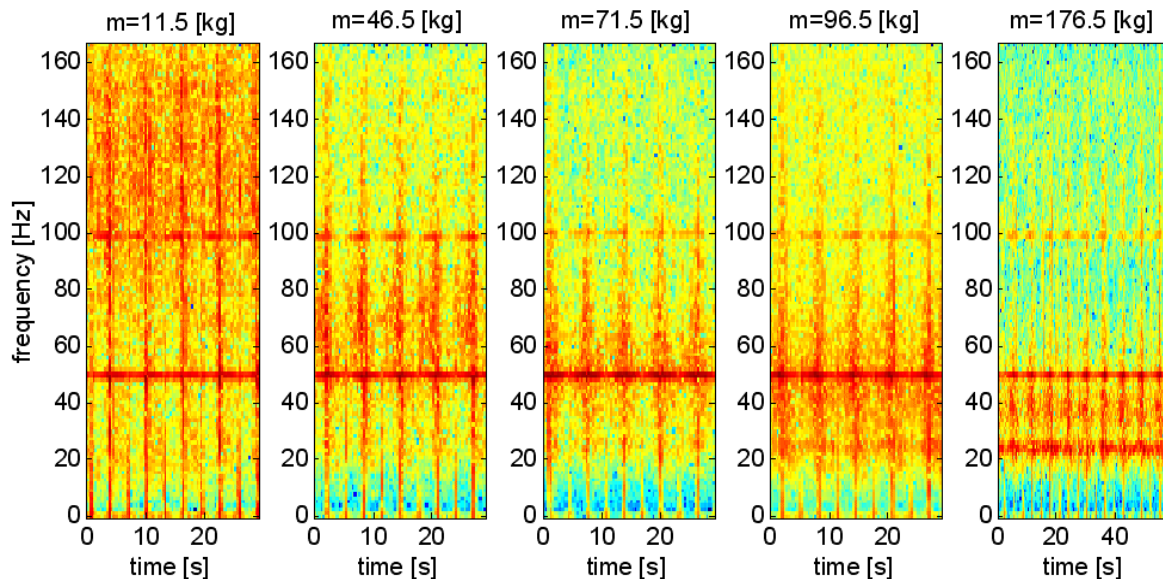
Pomiary wykonywano dla nieobciążonego tłoczyska siłownika (masa tłoczyska $m=9.5$ [kg], masa czujnika siły zamontowanego w linii tłoczyska

$m_f = 2$ [kg]) oraz dla obciążonego poprzez 3 ruchome pomosty (każdy o masie $m_p=12$ [kg]) przemieszczające się w pionowych prowadnicach z opcją możliwości połączenia śrubami z tłoczyskiem. Dodatkowo tłoczysko może zostać obciążone specjalnymi masami ($3 \times m_A=25$ [kg] oraz $m_B=40$ [kg] przykręcanymi do jednego z pomostów przy pomocy śrub).

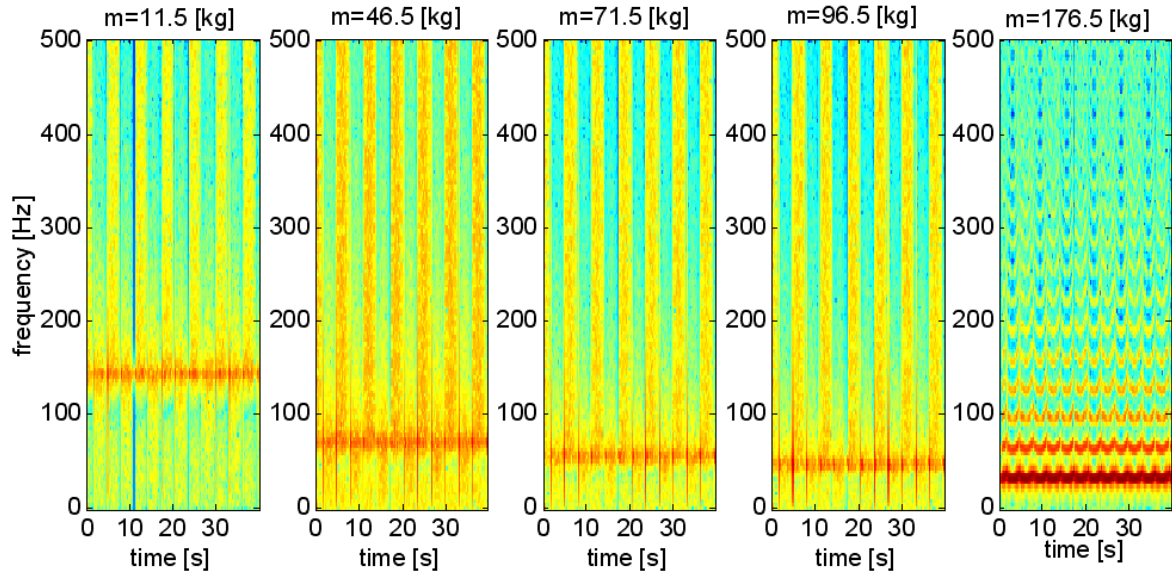


Rys. 10. Schemat układu hydraulicznego

Przeprowadzono serię eksperymentów laboratoryjnych i numerycznych na modelu matematycznym układu laboratoryjnego, podczas których zmieniano obciążenie tłoczyska siłownika, rodzaj sygnału jego częstotliwość oraz amplitudę. Dla prezentacji w artykule fragmentu badań z wielu zarejestrowanych sygnałów na stanowisku laboratoryjnym wybrano zbiór sygnałów, w którym zastosowano takie samo wymuszenie sinusoidalne z pulsacją $\omega=1$ [rad/s], o amplitudzie maksymalnej $h=120$ [mm], ciśnienie zasilania około $p_p=12$ [MPa], regulator proporcjonalny $P=0.3$. Jako sygnał wyjściowy wybierano zmiany ciśnienia p_B lub przemieszczenie siłownika. Zastosowano zmienne obciążenie przy niezmiennych sygnałach zadawanych. Wyniki porównano z symulacją na podstawie modelu matematycznego układu laboratoryjnego. Wyniki prezentują wykresy (Rys. 11, Rys. 12).

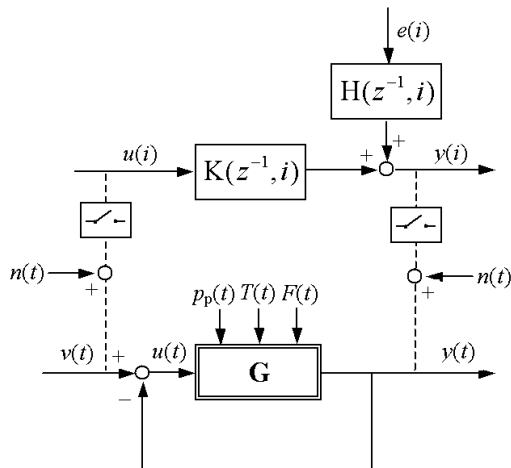


Rys. 11. Seria spektrogramów uszeregowanych według wzrastającego obciążenia wykonana na podstawie sygnału ciśnienia p_B w komorze B siłownika



Rys. 12. Seria spektrogramów uszeregowanych według wzrastającego obciążenia wykonana na podstawie sygnału ciśnienia p_B w komorze B siłownika (model numeryczny)

Podczas identyfikacji parametrycznej przyjęto następujący schemat (Rys. 13). Pożądanymi warunkami praktycznej realizowalności podejścia jest ograniczenie złożoności obliczeniowej algorytmów, dlatego ograniczono rozważania do modeli RARX. Jako zakłócenia/wejścia uszkodzeń addytywnych obiektu, można wymienić temperaturę $T(t)$, ciśnienie zasilania $p_p(t)$ oraz zmienne obciążenie $F(t)$. Wartość siły $F(t)$ może być determinowana, między innymi nieprawidłowym działaniem zaworów regulacyjnych, tak jak to omówiono w rozdziale 3.



Rys. 13. Identyfikacja parametrów modelu na podstawie sygnałów $v(t)$ oraz $y(t)$

6. METODY IDENTYFIKACJI

Możliwe jest wyróżnienie dwóch podstawowych grup modeli:

- nieparametrycznych,

- parametrycznych.

Modele parametryczne wykorzystują najczęściej operatorowy zapis dynamiki systemu w postaci transmitancji (funkcji przejścia) lub równań stanu. Przyjęto zapis obiektu w postaci torów wejść-wyjść oraz zakłóceń-wyjść ([4],[9],[10],[11],[12]). Oznacza to, że dla modeli wielomianowych zakłócenia opisuje się jako sprowadzone na wyjście obiektu:

$$\mathbf{y}(i) = \mathbf{G}(z^{-1}, i) \mathbf{u}(i) + \mathbf{H}(z^{-1}, i) \mathbf{e}(i) \quad (14)$$

gdzie $\mathbf{e}(i)$ jest białym szumem. Jeżeli zakłócenia oddziałujące na obiekt nie są modelem białego szumu, przyjmuje się opis złożony w postaci filtru $\mathbf{H}(z^{-1}, i)$ na którego wejściu jest biały szum. Analogicznie wygląda sytuacja w przypadku modelu nieparametrycznego (np. estymator widma Blackmana-Tukeya), który zapisujemy następująco:

$$\mathbf{y}(i) = \mathbf{G}(j\omega, i) \mathbf{u}(i) + \mathbf{H}(j\omega, i) \mathbf{e}(i) \quad (15)$$

lub dla nieznanego wejścia w postaci niestacjonarnego modelu ciągu czasowego:

$$\mathbf{y}(i) = \mathbf{H}(j\omega, i) \mathbf{e}(i) \quad (16)$$

Podstawową zaletą częstotliwościowych metod nieparametrycznych jest brak konieczności założeń co do struktury modelu oraz liniowości obiektu. W wielu przypadkach jest ona traktowana jako wstępna analiza do poznania właściwości obiektu i poprzedza identyfikację parametryczną. Niestacjonarne modele ciągów czasowych estymowane są najczęściej jako okienkowane. Sygnał dzielony jest na wiele okienek

zawierających określoną liczbę próbek. Zakłada się stacjonarność sygnałów w obrębie okienka. Modele niestacjonarne przedstawiane są w postaci wykresów kaskadowych lub spektrogramów o amplitudzie najczęściej w skali logarytmicznej.

Dla modeli parametrycznych identyfikowanych on-line stosowane są następujące podstawowe podejścia:

- (i) podejścia filtru Kalmana, gdzie zmiany wartości parametrów modelu o strukturze równań stanu modeluje się jako błądzenie losowe (ang. random walk),
- (ii) podejście oparte na współczynniku zapominania określającym stopień dyskонтowania przeszłych wartości ciągu czasowych wyjściowych i /lub wejściowych,
- (iii) podejść opartych na metodach iteracyjnego poszukiwania minimum funkcji błędu,

Stosowane są algorytmy:

- (i) rekurencyjnej metody najmniejszych kwadratów umożliwiające uzyskanie rozwiązania dokładnego i stosowna wyłącznie do struktur AR oraz ARX,
- (ii) rekurencyjnej metody błędu predykcji RPEM oraz jej uproszczonej wersji w postaci rekurencyjnej metody regresji pseudoliniowej RPLR²

Podstawowym problemem podczas identyfikacji jest możliwość złego uwarunkowania macierzy kowariancji w równaniach estymatora. W praktyce oznacza to złe uwarunkowanie numeryczne algorytmów wyznaczania parametrów. Przyczyną złego uwarunkowania macierzy kowariancji może być:

- (i) występowanie sprzężenia zwrotnego pomiędzy wejściem i wyjściem (nadmierna korelacja pomiędzy elementami macierzy).
- (ii) zbyt małym pobudzeniem obiektu podczas identyfikacji,
- (iii) nadparametryzacji (ang. overfitting),
- (iv) zbyt krótkiego okresu próbkowania,
- (v) nieodpowiedniej wartości współczynnika zapominania α , lub złego uwarunkowania warunków początkowych w metodach iteracyjnych oraz filtracji Kalmana.

Wielokrotnie w praktycznych zastosowaniach zachodzi potrzeba identyfikacji obiektów objętych pętlą sprzężenia zwrotnego. Wpływ sprzężenia zwrotnego może mieć dwojakie znaczenie [9]:

- (i) jakościowe, uniemożliwiając w szczególnych przypadkach identyfikację obiektu,

- (ii) ilościowe, prowadzące do błędów ocen parametrów modelu.

W literaturze uzasadnia się potrzebę identyfikacji obiektów ze sprzężeniem zwrotnym (regulatorem) w przypadkach, gdy ([15],[9]):

- (i) obiekty przemysłowe nie mogą pracować bez regulatora ze względów bezpieczeństwa,
- (ii) obiekty niestabilne wymagają regulatora dla poprawnego (stabilnego) działania,
- (iii) wybrane obiekty przemysłowe generują duże straty ekonomiczne na skutek odłączenia regulatora na czas identyfikacji,
- (iv) wiele obiektów posiada sprzężenia zwrotne poprzez elementy wynikające z ich budowy (stanowiące integralną część obiektu),

Wszystkie wymienione przypadki zachodzą dla układu regulacji turbiny, ponieważ:

- osiągnięcie przez turbinę zakresu prędkości krytycznych i pozostawanie w zakresie takich obrotów przez dłuższy czas może spowodować jej uszkodzenie,
- zmiany w parametrach regulatora turbiny i procesów pomocniczych mają bezpośredni wpływ na koszt wytwarzania energii i dostarczania pary do procesów przemysłowych,
- układ hydrauliczny jest przykładem dodatkowych sprzężeń zwrotnych, np. pomiędzy cieczą i elementami mechanicznymi.

Identyfikacja modelu obiektu $G(z^{-1})$ oraz modelu zakłóceń $H(z^{-1})$ jest możliwa metodą bezpośrednią lub pośrednią. Metoda pośrednia wymaga znajomości sygnału zadanego [9]. Rozwiązaniem bardziej przydatnym z punktu widzenia praktyki jest identyfikacja bezpośrednia, pomijająca wpływ obecności pętli sprzężenia zwrotnego [9].

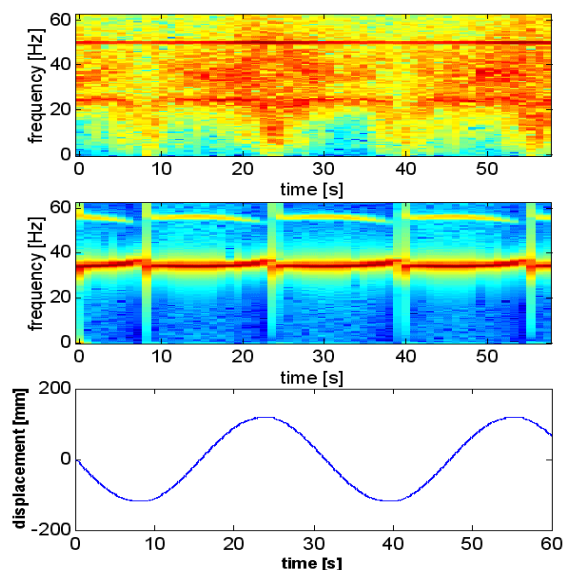
7. WYNIKI IDENTYFIKACJI NIEPARAMETRYCZNEJ

Z sygnałów uzyskanych na podstawie eksperymentu laboratoryjnego oraz symulacji numerycznej z użyciem matematycznego modelu układu laboratoryjnego usunięto sinusoidalną składową stałą, a następnie przedstawiono na serii spektrogramów z oknem częstotliwościowym o rozdzielczości $w=256$ punktów według wzrastającego obciążenia siłownika (Rys. 11). Zmiana (wzrost) obciążenia widoczna jest jako zmniejszenie się częstotliwości drgań własnych siłownika, w tym przypadku oscylacji ciśnienia w komorze B siłownika, co można wykazać obserwując wąskopasmowy szum na kolejnych spektrogramach od lewej (Rys. 11) najpierw w okolicach 120-140 [Hz], a następnie dalej 60-70 [Hz], 45-65 [Hz], 35-55 [Hz], kończąc na 30-50

² Metoda zastosowana do estymacji parametrów modelu ARMAX/ARMA nosi nazwę ELS (ang. Extended Least Squares)

[Hz]. Częstotliwości własne są słabo widoczne i rozmyte ze względu na nieliniowy i stochastyczny charakter drgań. Należy zwrócić uwagę na silnie uwydatnione częstotliwości drgań pomp o harmonicznych $f=50, 100$ [Hz] oraz o częstotliwości $f \approx 25$ [Hz], która to harmoniczna ujawnia się przy obciążeniu $m=96.5$ [kg] oraz $m=176.5$ [kg]. Szczegóły dotyczące analizy tła oraz redukcji wpływu zakłóceń staną się tematem oddzielnej publikacji.

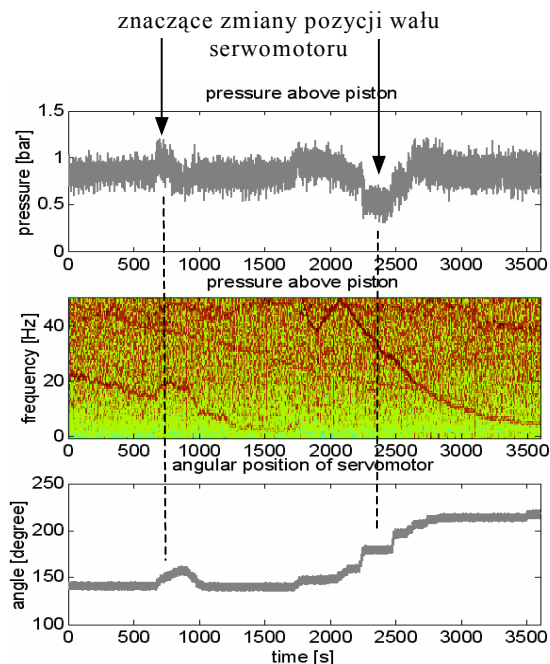
Z punktu widzenia potrzeb identyfikacji wymagane jest odpowiednie pobudzenie obiektu mające na celu zwiększenie stosunku sygnał/szum. Przykład wzbudzenia się układu podążającego za pozycją zadaną o przebiegu sinusoidy o częstotliwości $\omega=1$ [rad/s] przedstawia wykres (Rys. 14). Zwrot kierunku działania siłownika objawia się wzbudzeniem szerokiego pasma częstotliwości własnych. Drgania są silnie tłumione aż do kolejnej zmiany kierunku ruchu siłownika.



Rys. 14. Nieparametryczny model sygnału przemieszczenia siłownika w dziedzinie czasu i częstotliwości dla układu laboratoryjnego (górze), symulacji numerycznej matematycznego modelu układu laboratoryjnego (środek) oraz sygnału zadanego przedstawionego w dziedzinie czasu (dół)

Porównując wyniki symulacji numerycznej z działaniem obiektu przemysłowego przy pomocy analizy częstotliwościowej (Rys. 15) zauważa się, że w chwilach pracy ustalonej widoczny jest głównie szum, dopiero zmiana pozycji serwowalora prowadzi do pojawienia się wyraźnych składowych harmonicznych. W celu lepszej widoczności korelacji pomiędzy przebiegami czasowymi wielkości fizycznych, np. ciśnienia oraz ich okienkowanymi modelami widmowymi w dziedzinie czasu i częstotliwości

zestawiono przykładowe wykresy łącznie (Rys. 15).



Rys. 15. Zestawienie przebiegów czasowych sygnałów w układzie regulacji obiektu przemysłowego (górze, dół) oraz modelu nieparametrycznego sygnału ciśnienia w cylindrze serwowalora (środek)

8. WYNIKI IDENTYFIKACJI PARAMETRYCZNEJ

Podczas identyfikacji parametrycznej estymowana wartości parametrów, a następnie wyznaczano na ich podstawie bieguny obserwując te, które posiadały wartości urojone. Przyjęto, że obserwacji podlega model o strukturze

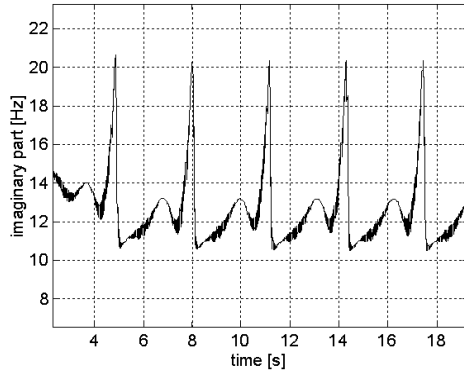
$$G(z^{-1}) = \frac{y(z^{-1})}{u(z^{-1})} = \frac{b_0 + b_1 z^{-1} + \dots + b_{nB} z^{-nB}}{a_0 + a_1 z^{-1} + \dots + a_{nA} z^{-nA}} \quad (15)$$

Zastosowanie do identyfikacji modelu liniowego o stałych parametrach np. o strukturze ARX jest nieskuteczne, ponieważ wysunięcie tłoczyska siłownika zasilanego poprzez serwowalor wymaga zasilania cewki prądem o natężeniu od minimalnego do maksymalnego tj. od 0% do 100% amplitudy. Podczas wysuwania tłoczyska zmieniają się parametry geometryczne serwowalora/siłownika oraz przetwornika EH / serwowalora powodując, że również charakterystyka częstotliwościowa zmienia znacząco swoją postać.

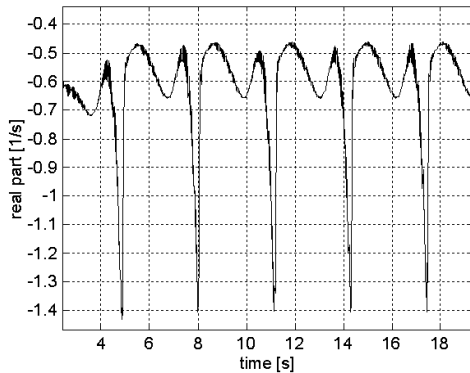
8.1. Układ laboratoryjny

Przeprowadzono identyfikację metodą pośrednią modelu adaptacyjnego o strukturze RARX(3,2,1)

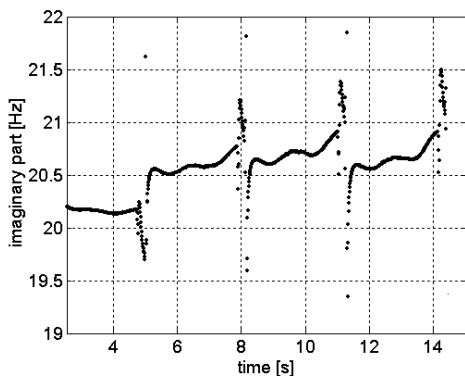
oraz współczynnika zapominania $\alpha=0.99$, na podstawie danych z modelu laboratoryjnego oraz symulacji numerycznej matematycznego modelu układu regulacji. Wyniki przedstawiono na rysunkach (Rys. 16, Rys. 17, Rys. 18, Rys. 19). Przykładowe wykresy wskazują na możliwość wykrywania zmian powodowanych nieliniowościami modelu.



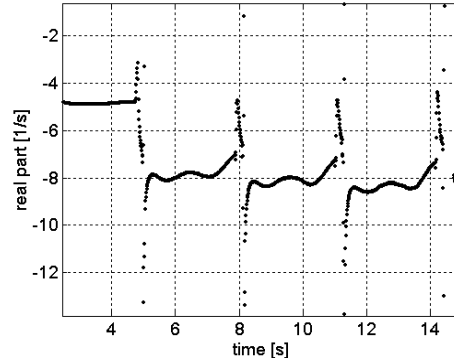
Rys. 16. Wybrane urojone składowe wartości własnych (model numeryczny układu laboratoryjnego)



Rys. 17. Wybrane rzeczywiste składowe wartości własnych (model numeryczny układu laboratoryjnego)



Rys. 18. Wybrane urojone składowe wartości własnych (układ laboratoryjny)



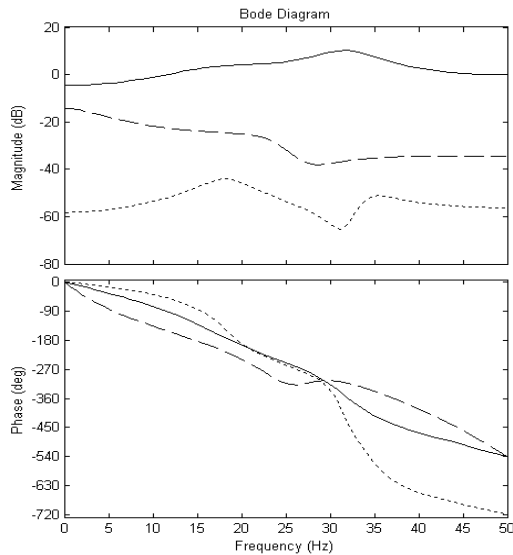
Rys. 19. Wybrane rzeczywiste składowe wartości własnych (układ laboratoryjny)

8.2. Układ regulacji obiektu przemysłowego

Istnieje możliwość założenia, że sygnały wejściowe i wyjściowe dla pewnego przedziału czasu są stacjonarne. Pozwala to na identyfikację modelu ARX o stałych parametrach. Celem takich działań jest uzyskanie ogólnej orientacji, co do zmian zachodzących w charakterystykach amplitudowo-fazowych.

Na wykresie (Rys. 20) przedstawiono charakterystyki częstotliwościowe wykonane pomiędzy różnymi punktami pomiarowymi w układzie regulacji obiektu przemysłowego w oparciu o parametry transmitancji modelu ARX(5,4,1), dla ustalonego i niezmiennego otwarcia zaworów regulacyjnych części wysokoprężnej obiektu przemysłowego. Przyjęto oznaczenia:

- linia ciągła (prąd sterujący-ciśnienie sterujące siłownik),
- linia kreskowa (ciśnienie sterujące siłownik- przemieszczenie serwomotoru),
- linia kropkowa (przemieszczenie serwomotoru-moc turbiny).

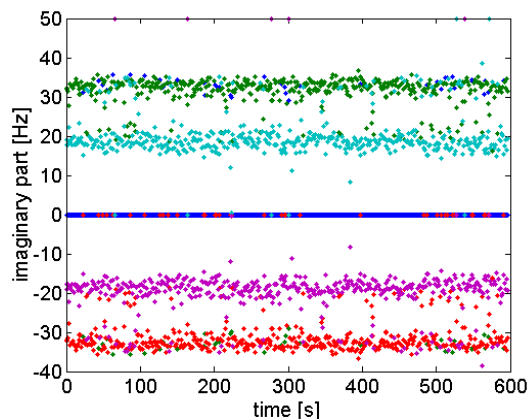


Rys. 20. Charakterystyki amplitudowo-fazowe dla ustalonego otwarcia zaworów WP, pomiędzy elementami układu regulacji

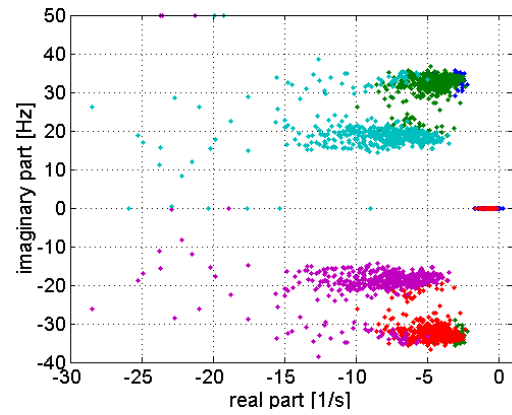
Dla pełnych danych zawierających okres 600[s] stacjonarnego działania obiektu przemysłowego zastosowano adaptacyjny model RARX(5,4,1), wyniki przedstawiono na rysunkach (Rys. 21, Rys. 22)

Dla celów projektu niezbędne okazało się wykonanie wielu serii pomiarowych wraz z przeprowadzeniem bardziej szczegółowych analiz, które zostaną zaprezentowane w dalszych publikacjach.

Istotnym problemem identyfikacji jest dobór odpowiedniej struktury modelu. Problem ten wymaga szczegółowych analiz teoretycznych opartych na linearyzowanym modelu matematycznym układu regulacji obiektu przemysłowego oraz modelu układu laboratoryjnego.



Rys. 21. Wybrane urojone składowe biegunów w czasie zidentyfikowanej transmitancji modelu rekurencyjnego (obiekt przemysłowy)



Rys. 22. Bieguny zidentyfikowanej transmitancji modelu rekurencyjnego na płaszczyźnie zespolonej (obiekt przemysłowy)

9. PODSUMOWANIE

W artykule przedstawiono typowe uszkodzenia występujące w eksploatacji układów regulacji turbin parowych. Zaprezentowano również problemy związane z modelowaniem i identyfikacją układów regulacji turbin parowych oraz przykłady modeli wybranych elementów wykonawczych tych układów. Diagnostyka, analiza i identyfikacja układów regulacji są trudne, ze względu na obecność pętli sprzężenia zwrotnego, wielowymiarowość oraz łączną współpracę wielu regulatorów.

Publikacja przedstawia przede wszystkim wstępny etap badań zmierzających do opracowania efektywnych metod diagnostyki elementów wykonawczych układów regulacji bloków energetycznych. Docelowo zaproponowane zostaną metody diagnostyki aktywnej. Zadaniem tych sygnałów będzie polepszenie uwarunkowania identyfikacji obiektów oraz umożliwienie lepszej wykrywalności uszkodzeń obiektów objętych pętlą sprzężenia zwrotnego.

Wyniki badań na stanowisku laboratoryjnym wskazują pozytywnie na możliwość obserwacji podstawowych (przynajmniej pierwszych harmonicznych) postaci drgań cieczy i tłoka w cylindrze serwowatora turbiny. Widoczny jest znaczący wpływ masy podnoszonej przez siłownik oraz wysunięcia tłoczyska siłownika. Wartości częstotliwości drgań tłoka i cieczy można wyznaczyć z dokładnością rzędu 20% stosując model teoretyczny stanowiska laboratoryjnego.

Trudno na obecnym etapie badań oszacować, czy parametry modelu zidentyfikowanego na podstawie danych pomiarowych ze stanowiska laboratoryjnego jak i turbiny, są odpowiednio wrażliwe na niesprawności. Wymaga to przeprowadzenia badań właściwych zorientowanych na niesprawności, np. wymuszenia udarowe, luzy, zatarcia itd. Ze względu na konieczność wywołania uszkodzeń w kosztowych

elementach wykonawczych, takich badań nie przeprowadzono.

Należy zachować ostrożność w przypadku układów silnie nieliniowych z formułowaniem uogólnionych konkluzji dotyczących symptomów diagnostycznych, ponieważ charakterystyka i aktualny stan (punkt pracy) każdego elementu może mieć szczególne znaczenie dla globalnego niepowtarzalnego zachowania się układu.

Patrząc perspektywicznie na nowoczesne parametryczne i nieparametryczne metody diagnostyki, należy uwzględnić obecne tendencje w automatyzacji siłowni energetycznych, a w szczególności:

- redukcję personelu bezpośrednio związanego z ruchem turbiny,
- redukcję kadry inżynierskiej i łączenie komórek zajmujących się remontami, eksploatacją i nadzorem technicznym,
- zlecanie napraw i przeglądów wyspecjalizowanym firmom zewnętrznym,
- instalację oprogramowania umożliwiającego zdalne monitorowanie, diagnostykę bloków poprzez wyspecjalizowane centra zewnętrzne,
- zastosowanie dużej liczby czujników i archiwizację danych,

Autorzy wyrażają podziękowanie dla Komitetu Badań Naukowych za finansowanie przedstawionych prac w ramach projektu badawczego Nr 8 T07C 019 20.

LITERATURA

- [1] Barszcz T., Diagnostics of steam turbine control system and possibilities of its future development, Proceedings of MMAR 2002, Szczecin.
- [2] Barszcz T., Czop P., Uhl T.: Report on diagnostic models of actuators elements of turbine control system. AGH, Archiwum KRiDM, Krakow 2003. (opracowanie nie publikowane)
- [3] Basseville M., Nikiforow, I. V.: Detection of abrupt changes: Theory and application, Information and Systems Science Series, Prentice Hall, New York, 1993.
- [4] Eykhoff P.: Identyfikacja w układach dynamicznych. Państwowe Wydawnictwo Naukowe, Warszawa 1980.
- [5] Korbicz J., Kościelny J.M., Kowalczyk Z., Cholewa W. (red.): Diagnostyka Procesów. Modele, Metody sztucznej inteligencji, Zastosowania. WNT, 2002.
- [6] Korbicz J., Kościelny J.M., Kowalczyk Z., Cholewa W. (red.): Diagnostyka Procesów. Modele, Metody sztucznej inteligencji, Zastosowania. WNT, 2002.
- [7] Kościelny J.M.: Diagnostyka zautomatyzowanych procesów przemysłowych, Exit, Warszawa 2001
- [8] Laudyn D., Pawlik M., Strzelczyk F.: Elektrownie. WNT, 2000.
- [9] Ljung L.: System identification – Theory for the User. Prentice-Hall, 1999.
- [10] Mańczak K., Nahorski Z.: Komputerowa identyfikacja obiektów dynamicznych. Biblioteka Naukowa Inżyniera. Warszawa, 1983.
- [11] Niederliński A., Kasprzyk J., Figwer J.: Multi-Edip analizator wielowymiarowych sygnałów i obiektów. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 1997.
- [12] Niederliński A., Mościński J., Ogonowski Z.: Regulacja adaptacyjna. Wydawnictwa Naukowe PWN, Warszawa 1995.
- [13] Nikiel T.: Turbiny parowe. WNT, 1980
- [14] Patton R. J., Frank P. M., Clark R. N. (eds.): Issues of fault diagnosis for dynamic systems. Springer-Verlag, London, 2000.
- [15] Söderström T., Stoica P.: System identification. Prentice-Hall International, Hemel Hempstead, U.K. 1988.
- [16] Stryczek S.: Napęd hydrostatyczny. Tom I i II, WNT, 1997.
- [17] Uhl T., Komputerowe wspomaganie identyfikacji modeli konstrukcji mechanicznych, WNT, Warszawa, 1998.
- [18] IASE, Elektrohydrauliczny układ regulacji turbiny, UNIMAT-3M, 2000.
- [19] Ashley T., Johnson D., Miller R.W.: SPEEDTRONIC™ MARK V Gas Turbine Control System. GE Raport, GER-3658D.
- [20] Morel J.: Drgania maszyn i diagnostyka ich stanu technicznego. Polskie Towarzystwo Diagnostyki Technicznej, Warszawa 1994

METODA WYZNACZANIA WARTOŚCI OSTRZEGAWCZYCH I KONTROLNYCH SYGNAŁU DIAGNOSTYCZNEGO Z WYKORZYSTANIEM KART KONTROLNYCH SHEWHARTA *

Paweł MIKOŁAJCZAK, Arkadiusz RYCHLIK

Katedra Eksploatacji Pojazdów i Maszyn, Wydział Nauk Technicznych,
Uniwersytet Warmiński – Mazurski w Olsztynie

10-718 Olsztyn ul. Oczapowskiego 11, e-mail: pawel.mikolajczak@uwm.edu.pl

Streszczenie

W pracy przedstawiono metodę wyznaczania wartości ostrzegawczych i kontrolnych sygnału drganiowego z wykorzystaniem Kart Kontrolnych Shewharta. Metoda ta została opracowana dla potrzeb diagnostyki wirówek cukrowniczych typu ACCW 1000.

Słowa kluczowe: Karty Kontrolne Shewharta, wartości graniczne, drgania, wirówka cukrownicza, diagnostyka.

WARNING AND CONTROL VALUES ESTIMATION METHOD OF VIBRATION SIGNAL WITH SHEWHART CONTROL CARDS

Summary

In the paper there was presented the warning and control values estimation method of vibration signal with Shewhart control cards. The method was evaluated in purpose of diagnostic of sugar centrifuge type ACCW 1000.

Keywords: Shewhart Control Cards, boundary value, vibration, sugar centrifuge, diagnostic.

1. WPROWADZENIE

W eksploatacji maszyn i urządzeń, czynnikiem stymulującym rozwój diagnostyki jest odpowiedzialność realizowanych funkcji przez te obiekty techniczne. Odpowiedzialność ta może być określana w różnych kategoriach np.: bezpieczeństwa, efektywności produkcji, niezawodności. Obecnie jednak zaczyna odgrywać znaczącą rolę kryterium ekonomiczne tzn. takie, które wymaga od wdrażanych metod diagnozowania pewności decyzji diagnostycznych, przy możliwie niskich nakładach finansowych ponoszonych na ich stosowanie. Spełnienie takich założeń jest szczególnie trudne dla maszyn małych i średnich maszyn, których liczba jest na ogół znacząca w danym systemie eksploatacji. W tym przypadku zastosowanie pełnego monitoringu jest nieopłacalne, a z kolei pozostawienie bez nadzoru diagnostycznego tych maszyn sprawia, że stają się niespełnione inne ważne kryteria.

Opracowując poszczególne metody diagnozowania, należy brać również pod uwagę wymagania zlecniodawcy związane z prostotą wykonania pomiarów i łatwością interpretacji ich wyników. Dopiero gdy faktycznie wymagana jest interwencja wyspecjalizowanego diagnosty (np.

potrafiącego odpowiednio zinterpretować wyniki analizy widmowo-częstotliwościowej drgań), powinien on być zaangażowany do takich działań. Ma to bezpośredni związek z polityką zatrudnienia, często na jednego inżyniera działu utrzymania maszyn przypada kilkadziesiąt maszyn, za których stan jest on odpowiedzialny. Muszą więc być włączeni do systemu zbierania informacji diagnostycznych inni pracownicy (np. działu produkcji), od których jednak nie można oczekiwać, że będą wdrażali złożone techniki diagnostyczne. Związany jest z tym problem wyznaczenia wartości ostrzegawczych i krytycznych sygnałów diagnostycznych, dla konkretnej grupy maszyn, eksploatowanych w określonych warunkach. Ponieważ w nowoczesnych przedsiębiorstwach wdrażane są systemy jakości, które wymagają kontroli procesów produkcyjnych i wykorzystuje się przy tym Karty Kontrolne Shewharta (KKS) [3], dokonano próby zastosowania tej metody dla celów diagnostycznych, tworząc KKS i linie kontrolne dla wartości średniokwadratowych amplitud prędkości drgań, generowanych przez wirówki cukrownicze eksploatowane w Cukrowni Głinojeck S.A.

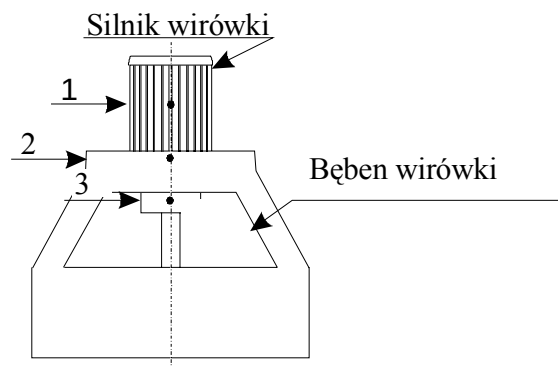
* Pracę wykonano w ramach projektu badawczego KBN nr: 5T07B03622

2. CHARAKTERYSTYKA OBIEKTU BADAŃ

Obiektami badań były wirówki cukrownicze typu ACWW 1000. Są to maszyny użytkowane kampanijnie, jednak w czasie trwania kampanii należy je zaliczyć do grupy maszyn funkcjonujących w sposób ciągły. Teoretycznie obciążenie tych wirówek powinno być stałe, jednak ze względu na ciągłe napełnianie i opróżnianie występują zmiany w rozłożeniu cukrzycy w bębnie, a tym samym zmienia się wartość sił odśrodkowych i emitowanych drgań. W czasie badań diagnostycznych, w okresie przygotowawczym do kampanii można z powodzeniem stosować kryteria określone w normie: „Metody pomiarów i oceny drgań” (PN-90/N-01358), przypisując wirówki ACCW 1000 do II grupy maszyn wg tej normy. Można wówczas uruchamiać pojedynczo wybraną wirówkę i przy stałym obciążeniu dokonywać odpowiednich pomiarów i analiz. Jednak w czasie użytkowania kampanijnego ocena stanu technicznego oparta na metodzie określonej w normie staje się utrudniona ze względu na:

- niestacjonarność sygnału,
- zmienność obciążeń,
- przenoszenie drgań z innych maszyn.

Na rys. 1 przedstawiono schemat badanych wirówek z zaznaczonymi punktami pomiarowymi. Natomiast w tab. 1 podano podstawowe ich dane techniczne.



Rys.1. Schemat wirówki ACWW 1000 z zaznaczonymi punktami pomiarowymi

Tab.1. Podstawowe dane techniczne wirówek ACWW 1000

Parametr techniczny	Wartość
Prędkość obrotowa wału	1750 obr/min
Moc silnika	55 kW
Ładowność bębna	200 kg
Rodzaj sprzęgła	nierozłączne, elastyczne

4. CEL BADAŃ EKSPERYMENTALNYCH

Celem badań eksperymentalnych było wyznaczenie wartości ostrzegawczych i kontrolnych wartości średniokwadratowej amplitudy prędkości drgań w odbiorze szerokopasmowym (7-1100 Hz) dla grupy wirówek ACCW 1000 eksploatowanych w Cukrowni Głinojeck.

5. APARATURA POMIAROWA

W badaniach wykorzystano komputerowy analizator drgań KSD-400 (rys.2), który jest uniwersalnym układem pomiarowo-przetwarzającym i wnioskującym o stanach niezdatności maszyny na podstawie analizy sygnałów diagnostycznych np.: drgań, ciśnienia, temperatury, prędkości obrotowej (jednocześnie można wykorzystać 16 czujników pomiarowych). Zmierzone wartości sygnałów są przetwarzane przez multipleksowaną, szesnastowejściową kartę przetwornika analogowo – cyfrowego i przekazywane do mikroprocesora notebooka, gdzie na podstawie odpowiedniego oprogramowania są dalej przetwarzane. Szczegółowe informacje na temat danych technicznych można znaleźć na stronie internetowej: www.sensor.pl.



Rys. 2. Komputerowy analizator diagnostyczny KSD-400
1 – walizka z kartami przetwornikowymi, 2 – notebook, 3 – czujniki indukcyjne drgań,
4 – czujnik "foto", 5 – czujnik piezoelektryczny, 6 – przewody, 7 – czujniki
wiropędowe z przewodami

6. WYBÓR METODY WYZNACZENIA WARTOŚCI OSTRZEGAWCZYCH I GRANICZNYCH

W literaturze przedmiotu (np.: [5]) można znaleźć słuszne stwierdzenie, że: stosowanie diagnostyki technicznej w zakresie określania granic stanu zdatności jest oparte na dwóch głównych zagadnieniach:

- wyznaczenia symptomu współmienniczego ze stanem technicznym maszyny;
- określenia wartości granicznych mierzonych symptomów.

Jednak należy również zwrócić uwagę, że warto wyznaczyć oprócz wartości granicznej, której przekroczenie oznacza wejście maszyny w stan przyspieszonego zużycia, cechującego się dużym prawdopodobieństwem awarii, wartość ostrzegawczą symptomu diagnostycznego. Wartość ta powinna sygnalizować, że istnieje możliwość rozwoju niezdatności i należy zwiększyć częstotliwość diagnostycznych badań kontrolnych lub zastosować bardziej złożone metody diagnostyczne w celu identyfikacji niezdatności.

W zagadnieniach diagnostyki bezpośredniej i w eksperymentach czynnych ustalenie wartości granicznej dla zorientowanych uszkodzeniowo symptomów stanu jest stosunkowo proste. Problem komplikuje się dla badań stanu w diagnostyce pośredniej, gdzie począwszy od wyboru punktu odbioru sygnału, zmiennej jakości wytwarzania i napraw tych samych maszyn, zmiennych warunków eksploatacji ujawniających te same uszkodzenia z różną intensywnością, a w przypadku wirówek cukrowniczych również zmienna gęstość masy (cukrzycy) wypełniającej - ustalenie stanu

granicznego na podstawie symptomu jest niepomnie trudniejsze.

Realizowane najczęściej w praktyce przemysłowej biernie i biernoczynne eksperymenty diagnostyczne dostarczają symptomów stanu, które porównywane są podczas wnioskowania z wartościami granicznymi dostępnymi w wielu normach krajowych, zagranicznych, branżowych lub z danymi z własnych doświadczeń. Gdy jednak dla badanej maszyny brak jest takich norm z pomocą może tu przyjść statystyczny opis losowego procesu eksploatacji za pomocą gęstości rozkładu lub częstości występowania obserwowanego symptomu.

Oszacowanie wartości granicznej symptomu dla bezpiecznego wyłączenia maszyny przed uszkodzeniem można zrealizować za pomocą metod statystycznych lub przy pomocy niezawodności symptomowej, wykorzystującej stosowaną politykę naprawczą określającą dopuszczalny spadek niezawodności funkcjonalnej. Formułę na wyznaczenie S_{gr} minimalizującą prawdopodobieństwo awarii przy zadanym, dopuszczalnym prawdopodobieństwie zbędnej naprawy P_N (wg. Neymana-Pearsona) można zapisać w postaci:

$$P_g \int_{S_{gr}}^{\infty} \left(\frac{S}{X_g} \right) dS = P_N,$$

Według Birgera[1]: wartość $P_n = k(1 - P_g)$, gdzie: k - współczynnik zapasu ($k = 1 - 3$ dla uszkodzeń zwykłych, $k = 3 - 10$ dla uszkodzeń niebe-

zpiecznych), P_g - gotowość maszyn wyznaczana z zależności $P_g = N_z / (N_z + N_n)$, gdzie: N_z - liczba maszyn zdalnych, N_n - liczba maszyn niezdatnych.

Po przekształceniach [2] otrzymujemy zależność:

$$S_{gr} = \bar{X} + \sigma \sqrt{\frac{P_g}{2P_n}},$$

gdzie $\bar{X}$ - wartość średnia sygnału, σ - odchylenie standardowe.

Otrzymane oszacowanie wartości granicznej symptomu oparte na wartości średniej, dyspersji i polityce naprawczej stwarza dobre podstawy do prostego wyznaczania wartości granicznych badanych miar stanu w praktyce przemysłowej. Jednak w przypadku maszyn kampanijnych, funkcjonujących bez rezerw niezawodnościowych należało by przyjąć, że każde uszkodzenie jest wysoce niebezpieczne ze względu na zaburzenia ciągłości produkcji oraz pożądana jest wysoka gotowość P_g , co w konsekwencji prowadzi do wyznaczenia wartości S_{gr} , która nieznacznie będzie się różniła od wartości średniej sygnału. Przyjęcie takiej wartości granicznej może spowodować, że będzie występowała nieuzasadniona, nadmierna liczba alarmów diagnostycznych.

W diagnostyce procesów przemysłowych wykorzystuje się często Karty Kontrolne Shewharda (KKS) [3]. Ze względu na to, że generacja drgań w wirówkach cukrowniczych uwarunkowana jest stanem technicznym maszyn oraz stanem procesu produkcyjnego (gęstość cukrzycy, zmienna ilość podawanego surowca w jednostce czasu) wydaje się uzasadnionym dokonanie próby zastosowania tej metody do wyznaczenia wartości ostrzegawczych i kontrolnych amplitudy prędkości drgań w odbiorze szerokopasmowym (7-1100 Hz). Spośród rodzajów KKS [4] najbardziej odpowiednią do realizacji tego

zadania wydaje się karta typu „ $\bar{X} - \sigma$ ”. Oczywiście w przypadku analizy drgań sens ma wyznaczenie jedynie górnych granic ostrzegawczych i kontrolnych, które definiowane są w następujący sposób:

- górna linia ostrzegawcza –
 $UWL = \bar{X} + 2\sigma$,
- górna linia kontrolna (graniczna) –
 $UCL = \bar{X} + 3\sigma$.

Ważnym przy doborze wartości zmiennych losowych jest uwzględnienie wartości sygnału odpowiadającemu różnym stanom technicznym, jednak nie powinno się brać do wyznaczenia UWL i UCL wartości, które towarzyszyły awaryjnym wyłączeniom z ruchu badanych maszyn. Przyjęcie ich może spowodować, że wyznaczone wartości ostrzegawcze i graniczne będą zbyt mało rygorystyczne.

7. WYNIKI BADAŃ I ICH ANALIZA

W celu wyznaczenia wartości zmiennej losowej (badanego sygnału diagnostycznego) występujących w warunkach eksploatacyjnych wykorzystano formę bierną i bierno-czynną eksperymentu diagnostycznego [4]. Badania przeprowadzono na grupie 13 wirówek ACWW 1000, dokonując pomiarów wartości RMS amplitudy prędkości drgań (V_{RMS}) w punktach pomiarowych pokazanych na rys.1. Otrzymane wyniki pochodzą z dwóch kampanii cukrowniczych (2001 i 2002 r.). Pomiary powtarzano trzykrotnie w czasie trwania tych kampanii (na początku kampanii, w drugim miesiącu i na końcu kampanii). W tab.2. podano wyniki obliczeń wartości S_{gr} oraz UWL i UCL dla V_{RMS} uzyskane na podstawie uśrednionych wyników pomiarów z wszystkich powtórzeń, dla każdej z badanych wirówek, z dwóch okresów eksploatacji, dla punktów pomiarowych 1,2 i 3.

Tab.2. Wyniki obliczeń wartości S_{gr} , UWL i UCL dla V_{RMS} , dla trzech punktów pomiarowych

Parametr statystyczny	V_{RMS} w punkcie pomiarowym nr 1 [mm/s]	V_{RMS} w punkcie pomiarowym nr 2 [mm/s]	V_{RMS} w punkcie pomiarowym nr 3 [mm/s]
$\bar{X}$	5,98	3,98	3,90
σ	3,19	1,81	1,89
UWL	12,36	7,60	7,69
UCL	15,55	9,41	9,58
P_g	0,9	0,9	0,9
P_n	0,05	0,05	0,05
S_{gr}	6,46	4,25	4,19

Jak wynika z uzyskanych obliczeń, znacznie różni się wartości S_{gr} od UCL, których interpretacja powinna być analogiczna – wykonać diagnostykę z wykorzystaniem złożonych metod i wyłączyć maszynę z ruchu. Przyjęcie wartości S_{gr} za

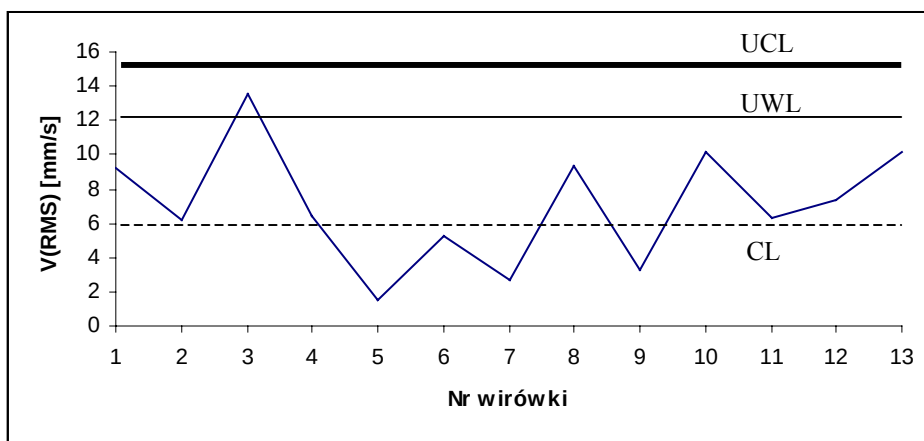
graniczną spowodowało by nadmierną liczbę zatrzymań wirówek, o których wiadomo z praktyki eksploatacyjnej, że spełniają swoją funkcję i zachowany jest odpowiedni poziom bezpieczeństwa. Porównując również wieloletnie

wyniki badań wibroakustycznych można stwierdzić, że poziom amplitudy drgań (V_{RMS}) wirówek ACWW 1000 zawierający się w przedziale 4-7 mm/s jest zadawalającym, natomiast przekraczając wartość 12 mm/s były konieczne interwencje naprawcze. Świadczy to o tym, że wyznaczona wartość graniczna na podstawie wartości średniej, dyspersji i polityce naprawczej nie jest odpowiednia dla rozpatrywanej grupy maszyn, natomiast obliczone wartości UWL i UCL dobrze dopasowują alarm ostrzegawczy i graniczny do eksploatacyjnej praktyki wirówek cukrowniczych. Warto również zauważyć, że wyznaczone wartości ostrzegawcze i kontrolne różnią się dla punktu pomiarowego nr 1 od 2 i 3.

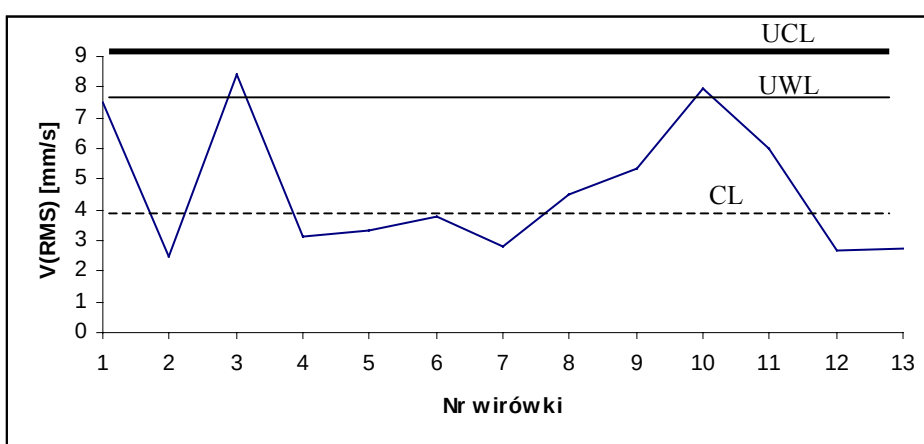
Ma to związek ze znacznym wpływem obciążenia pochodzącego od masy wirującej na drgania dolnego łożyska. Należy dlatego w opracowywaniu normy dla wirówek typu ACWW uwzględnić tę różnicę.

Na rys. 2-4 podano przykłady KKS dla badanej grupy wirówek z zaznaczonymi liniami ostrzegawczymi i kontrolnymi dla poszczególnych punktów pomiarowych.

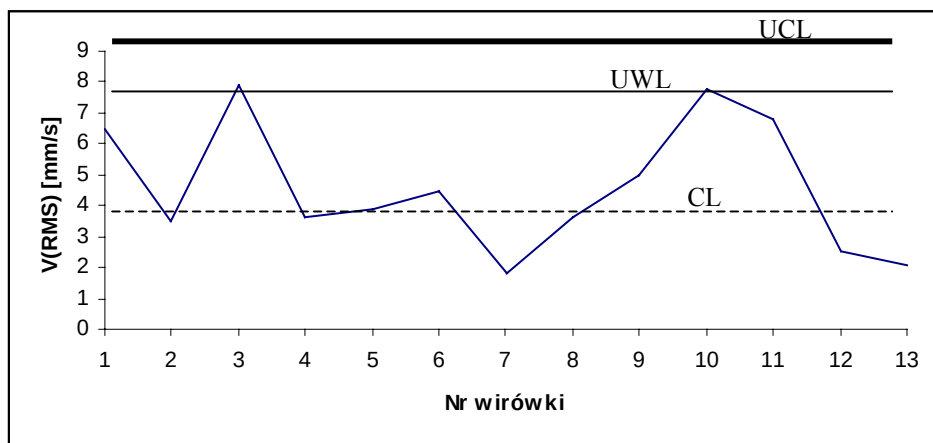
W innym sposobie konstruowania KKS można odnosić się tylko do wybranej maszyny, zaznaczając wartości mierzonego sygnału dla kolejnych pomiarów (wartości V_{RMS} w funkcji czasu). Przykład takiej karty podano na rys.5.



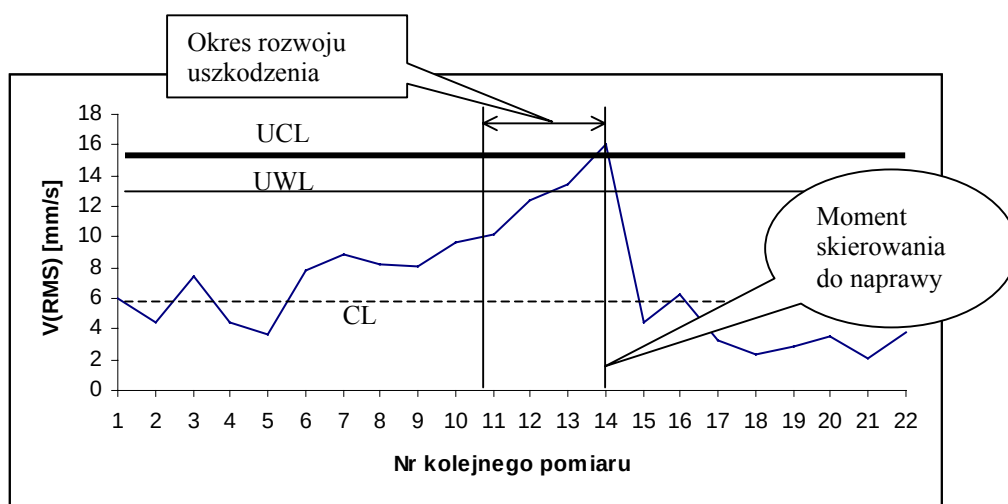
Rys.2. Wartości RMS amplitudy prędkości drgań dla 13 wirówek pomierzone na koniec kampanii 2002 r.,
- punkt pomiarowy nr1



Rys.3. Wartości RMS amplitudy prędkości drgań dla 13 wirówek pomierzone na koniec kampanii 2002 r.,
- punkt pomiarowy nr2



Rys.4. Wartości RMS amplitudy prędkości drgań dla 13 wirówek pomierzone na koniec kampanii 2002 r., - punkt pomiarowy nr3



Rys.5. Wartości RMS amplitudy prędkości drgań dla 22 kolejnych pomiarów wirówki nr 6 - punkt pomiarowy nr 1

Z rys. 2-4 wynika, że żadna z badanych wirówek nie wymaga awaryjnego zatrzymania, natomiast wirówki nr: 3 i 10 wymagają częstszej kontroli diagnostycznej. Przykład podany na rys. 5, pokazuje możliwość wykorzystania KKS do analizy zmian wartości badanego sygnału i podjęcie w odpowiednim momencie działań naprawczych.

8. METODA DIAGNOZOWANIA WIRÓWEK ACWW 1000 Z UWZGLĘDNIENIEM WARTOŚCI OSTRZEGAWCZYCH I KONTROLNYCH WYZNACZONYCH NA PODSTAWIE KKS

Na podstawie uzyskanych wyników badań eksperymentalnych dotyczących wyznaczania wartości kontrolnych i ostrzegawczych sygnału drganiowego, opracowano metodę diagnozowania

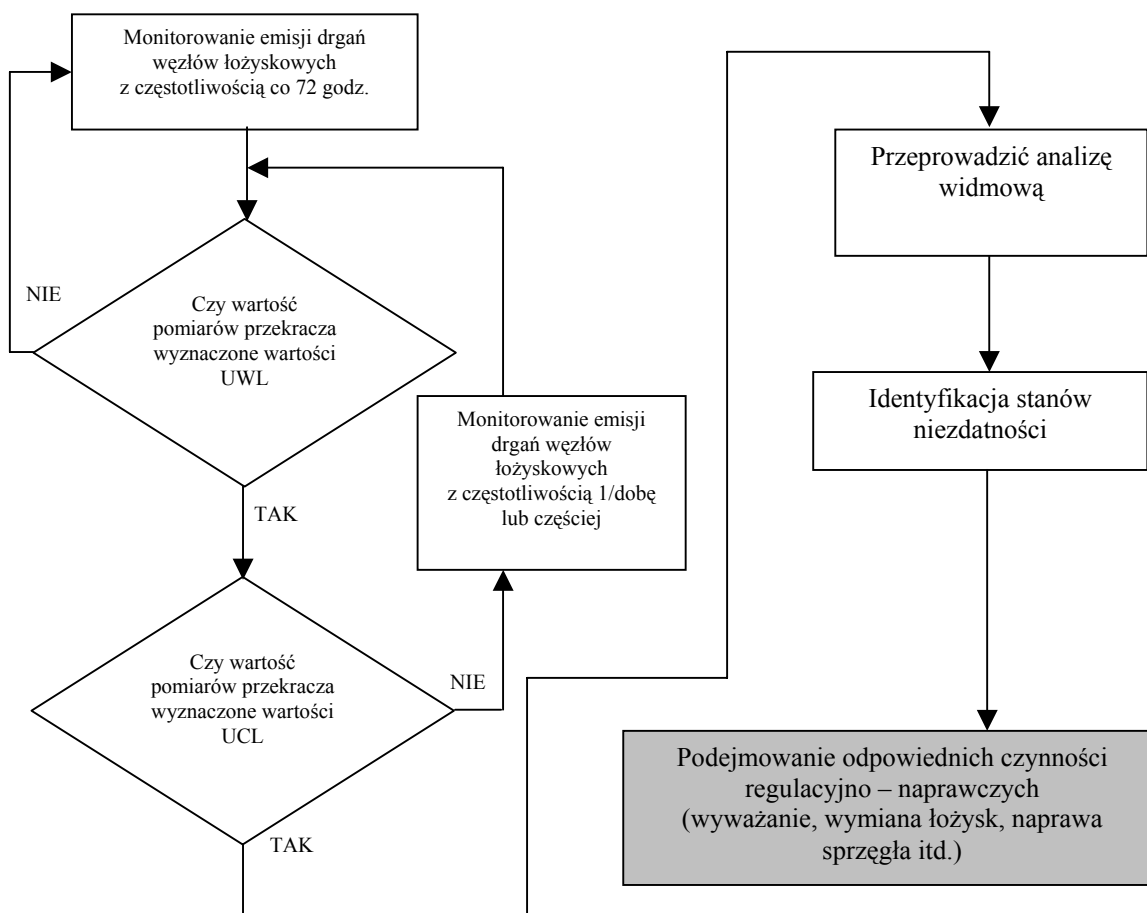
stanu wirówek ACWW 1000, w czasie trwania kampanii cukrowniczej, której ideę przedstawiono w postaci algorytmu pokazanego na rys. 5.

W przedstawionej metodzie zaproponowano wykonywanie podstawowych, kontrolnych pomiarów drgań z częstością co 72 godz. pracy wirówek. Na podstawie prowadzonych wieloletnich badań wirówek tego typu nie stwierdzono przypadku, w którym rozwój uszkodzeń związanych z normalnym, eksploatacyjnym zużywaniem się części wykazywał się intensywnością mogącą w ciągu trzech dni doprowadzić ze stanu zdatności do stanu krytycznego wirówki, który mógłby zagrozić procesom produkcyjnym lub bezpieczeństwu ludzi. Należy zaznaczyć, że wirówki są pod stałą kontrolą personelu działu produkcyjnego i losowe,

nieprzewidziane zdarzenia są natychmiast zgłaszane do działu utrzymania maszyn.

W przypadku przekroczenia wartości ostrzegawczych zaleca się prowadzenie pomiarów diagnostycznych ze zwiększoną częstotliwością (1 raz dziennie), których celem jest stwierdzenie, czy podwyższenie wartości sygnału było chwilowym, czy też utrzymuje się dłużej. W sytuacji

przekroczenia wartości granicznej lub utrzymywania się wartości badanego sygnału powyżej wartości ostrzegawczej, należy przeprowadzić analizę amplitudowo – częstotliwościową. Wyniki tej analizy pozwalają na ogół zidentyfikować większość niezdatności występujących w rozpatrywanych maszynach.



Rys. 6. Algorytm metody diagnozowania stanu wirówek ACWW 1000

8. PODSUMOWANIE

Podsumowując pracę należy stwierdzić, że na podstawie wyznaczonych wartości ostrzegawczych i kontrolnych (granicznych) opracowano oryginalną metodę identyfikacji stanu wirówek ACWW 1000. Umożliwia ona zredukowanie czasu diagnozowania przy zastosowaniu prostych przyrządów diagnostycznych – miernika wartości RMS amplitudy drgań. Przyrządami tymi mogą posługiwać się pracownicy, niekoniecznie będący wykwalifikowanymi diagnostami. Dopiero po stwierdzeniu przekroczenia wartości kontrolnych badanych sygnałów, w opracowanej metodzie znajduje zastosowanie bardziej zaawansowana

diagnostyka wibroakustyczna, gdzie wymaga się od diagnostów znajomości identyfikacji stanów na podstawie analizy widma amplitudowo-częstotliwościowego. Wyznaczone wartości graniczne (linie kontrolne) UWL i UCL dobrze dopasowują alarmy diagnostyczne do rzeczywistego stanu wirówek, na ich podstawie można opracować normę odpowiadającą konkretnym warunkom eksploatacyjnym.

LITERATURA

- [1] Birger I.Y.: *Technical diagnostics*, Nauka Moscov 1978.
- [2] Cempel C.: *Wibroakustyka stosowana*, PWN Warszawa 1989.
- [3] Hamrol A., Mantura W.: *Zarządzanie jakością. Teoria i praktyka*. PWN, Warszawa – Poznań, 1998.
- [4] Szkoda J.: *Wykorzystanie kart kontrolnych Shewharda do diagnozowania stanów statystycznego uregulowania procesów produkcyjnych*; Diagnostyka nr 26, PTDT Olsztyn 2002.
- [5] Żółtowski B.: *Podstawy diagnostyki maszyn*; Wydawnictwo Uczelniane ATR, Bydgoszcz 1996.



Dr inż. Paweł Mikołajczak pracuje na stanowisku adiunkta w Katedrze Eksploatacji i Pojazdów i Maszyn Wydziału Nauk Technicznych UWM w Olsztynie. Od wielu lat zajmuje się diagnostyką wibroakustyczną, jest autorem wielu artykułów i ekspertyz z tego zakresu. Jest również głównym projektantem i wykonawcą systemu informatycznego wspomagającego utrzymanie maszyn w grupie cukrowni w Polsce wchodzących w skład British Sugar.



Mgr inż. Arkadiusz Rychlik absolwent Wydziału Mechanicznego ART w Olsztynie. Obecnie jest asystentem w Katedrze Eksploatacji Pojazdów i Maszyn na Wydziale Nauk Technicznych, UWM w Olsztynie. W pracy zajmuje się zagadnieniami eksploatacji pojazdów i maszyn.

METODA DIAGNOZOWANIA SILNIKÓW OKRĘTOWYCH Z TURBODOŁADOWANIEM NA PODSTAWIE WYNIKÓW BADANIA PROCESÓW GAZODYNAMICZNYCH W UKŁADZIE SPALIN WYLOTOWYCH

Zbigniew KORCZEWSKI

Akademia Marynarki Wojennej, Instytut Technicznej Eksploatacji Okrętów
81-103 Gdynia ul. Śmidowicza 69, e-mail: zkorcz@amw.gdynia.pl

Streszczenie

W opracowaniu przedstawiono wyniki badania eksperymentalnego procesu przepływu spalin w kanale zasilającym pulsacyjny układ doładowania czterosurowego silnika okrętowego Sulzer 6AL20/24. Badanie miało na celu identyfikację procesów gazodynamicznych realizowanych w wydzielonej objętości kontrolnej kanału dla potrzeb diagnozowania układów cylindrowych oraz turbosprężarki w warunkach eksploatacji tego typu silników na okrętach. Dla wyodrębnienia przydatnych parametrów diagnostycznych zasymulowano stan niezdatności silnika polegający na wyłączeniu z pracy jednego cylindra. W wyniku przeprowadzonej analizy gazodynamicznej i widmowej zarejestrowanych wyników pomiarowych zaproponowano nowe miary diagnostyczne. Dalsze badania ukierunkowane będą na rozszerzenie zakresu symulowanych defektów silnika oraz doskonalenie matematycznych metod precyzyjnego określania wartości zaproponowanych parametrów diagnostycznych podanych językiem programisty.

Słowa kluczowe: diagnostyka, silniki okrętowe, turbodoładowanie.

DIAGNOSING MARINE SUPERCHARGING DIESEL ENGINE ON THE BASIS OF RESEARCH RESULTS OF GASDYNAMICAL PROCESSES WITHIN THE EXHAUST SYSTEM

Summary

There have been demonstrated some experimental research results concerning exhaust flow process in a passage feeding pulsatory supercharging system of the four-stroke marine engine Sulzer 6AL20/24. The investigation aimed to identify gasdynamical processes worked out in detached control gas space of the passage. The gasdynamical identification is foreseen for diagnostic purposes on a cylinder system as well as turbocharger while diagnosing is carried out in operation condition of such engines. There has been simulated unserviceability state consisting in laying one cylinder off. The active experiment (introduction of real defects into the engine) has enabled the separation of useful diagnostic parameters. As a result of the gasdynamical and harmonic analysis of registered data there have been proposed new diagnostic measures. The next researches will be directed into range extension of the simulated engine defects as well as farther development of mathematical methods for precise value determination of proposed diagnostic parameters by means of programmer's language.

Key words: diagnostics, marine engines, turbocharging.

podstawie badania procesów gazodynamicznych
w kanale zasilającym turbosprężarkę.

1. WSTĘP

Do napędu większości okrętów wojennych będących na wyposażeniu Polskiej Marynarki Wojennej stosowane są silniki czterosurowe o zapłonie samoczynnym szybko- lub średnioobrotowe doładowane turbosprężarkami. Turbosprężarka jako integralna część silnika stanowi dla niego źródło strumienia masy powietrza zasilającego.

Tematyka niniejszego artykułu związana jest z zagadnieniem diagnozowania układów wymiany ładunku i turbodoładowania okrętowych silników spalinowych w warunkach eksploatacyjnych na

2. PROCESY GAZODYNAMICZNE W TURBOSPŘĘŻARCE

Dla poprawnej pracy silnika w całym zakresie możliwych zmian obciążenia, gwarantującej całkowite spalanie paliwa w cylindrach, ilość powietrza zasilającego musi być optymalna w stosunku do ilości i jakości doprowadzanego paliwa – rys.1. Relacje te ujmując współczynnik nadmiaru powietrza, który dla rozpatrywanych silników okrętowych z turbodoładowaniem zawiera się w granicach 1.8÷2.8, a nawet do 3.0 w zakresie biegu

jałowego. W procesach nieustalanej pracy silnika np. podczas rozruchu, zmiany prędkości obrotowej, czy też zmiany obciążenia, z powodu zbyt dużych opóźnień w układzie doładowania (rozpatrywanego



Rys. 2.1. Opóźnienia w układzie zasilania silnika

wraz z układem automatycznego sterowania) może dojść do przekroczenia granicznych wartości współczynnika nadmiaru powietrza. W efekcie dochodzi do nadmiernego wzbogacenia mieszanki paliwowo-powietrznej, zakłóceniu ulega przebieg procesu spalania. Ma to decydujący wpływ na wartość średniego ciśnienia indykowanego, jednostkowe zużycie paliwa, obciążenie mechaniczne i cieplne elementów konstrukcyjnych, toksyczność spalin oraz hałaśliwość pracy silnika. W skrajnym przypadku może nawet dojść do wypadania samozapłonów w komorach spalania, aż do samoczynnego wyłączenia się silnika z ruchu. Takie przypadki potwierdzają doświadczenia eksploatacyjne użytkowników silników okrętowych.

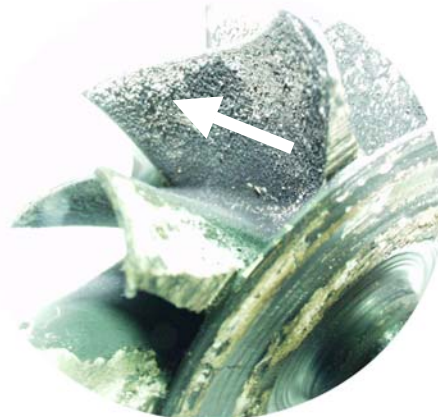
W nieustalonych stanach pracy układ turbodoładowania silnika charakteryzują określone inercje, które wynikają z następujących akumulacji:

- ⇒ energii kinetycznej wirujących mas zespołu wirnikowego turbosprężarki,
- ⇒ energii cieplnej w elementach konstrukcyjnych turbiny wraz z kanałami przepływu spalin wypływających z cylindrów silnika,
- ⇒ masy powietrza i spalin znajdujących się w danej chwili w poszczególnych częściach kanału przepływowego układu turbodoładowania.

3. STANY NIEZDATNOŚCI EKSPLOATACYJNEJ TURBOSPŘĘŻARKI

W czasie pracy silnika na okręcie do kanału przepływowego układu turbodoładowania mogą się przedostawać różne substancje zawarte, z jednej strony w zasysanym powietrzu dolotowym, z drugiej zaś – w spalinach opuszczających cylindry silnika. Tworzą one na powierzchniach kanału przepływowego oraz w kanałach międzyłopatkowych zespołu wirnikowego turbosprężarki trudno usuwalne osady. Potwierdzają to zarejestrowane wyniki badań endoskopowych – rys.3.1. W rezultacie powstających osadów wzrasta masa wirnika turbosprężarki i zmniejsza się jego

prędkość obrotowa. Zmniejszają się czynne pola przekrojów przepływu kanałów międzyłopatkowych sprężarki i turbiny. Spada sprawność, spręż i strumień masy powietrza przepływającego przez sprężarkę, a także zapas jej statecznej pracy (szczególnie w procesach przejściowych). Ma to oczywiście negatywne przełożenie na jakość wymiany ładunku w cylindrach oraz proces spalania - w tym przypadku niecałkowity i niezupełny.



Rys. 3.1. Osady zanieczyszczeń na wirniku turbosprężarki

W konsekwencji na powierzchniach kanału przepływowego części turbinowej intensyfikuje się proces powstawania nagaru. Dotyczy to zwłaszcza łopatek kierowniczych i wirnikowych turbiny oraz uszczelnień labiryntowych. Pogłębia to niekorzystne zjawiska towarzyszące zanieczyszczeniu kanału powietrza doładowującego. Dodatkowo w wyniku powstawania osadów zanieczyszczeń na wirniku turbosprężarki może dojść do utraty stabilności układu mechanicznego i zjawiska drgań rezonansowych powodującego z kolei przyspieszone zużycie łożysk wału, a także pęknięcia zmęczeniowe łopatek wirnika – rys. 3.2.

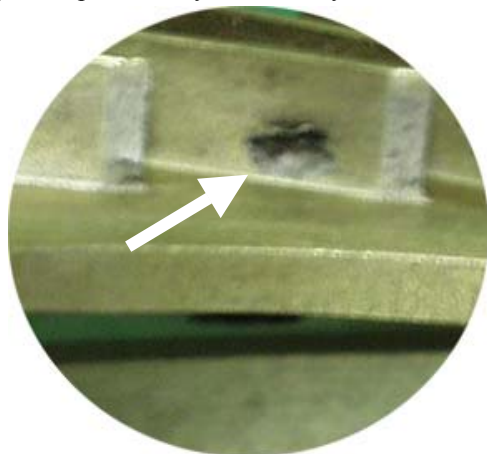


Rys. 3.2. Pęknięcie zmęczeniowe łopatek wirnikowej turbosprężarki

Z doświadczeń eksploatacyjnych wynika, że grubość warstwy osadu łopatek sprężarkowych może sięgać

kilkudziesięciu mikrometrów, zaś łopatek turbinowych nawet kilkaset mikrometrów [4], co przy niewielkiej masie i rozmiarach zespołu wirnikowego oraz bardzo dużych prędkościach obrotowych (do 100 000 obr/min) wywiera znaczący wpływ na osiągi i sprawność turbosprężarki i oczywiście silnika.

Innym czynnikiem eksploatacyjnym destrukcyjnie oddziałującym na strukturę konstrukcyjną turbosprężarki jest zjawisko erozji wywołane obecnością w przepływającym czynniku roboczym twardych cząsteczek pochodzenia mineralnego – w przypadku powietrza oraz nagaru i smolistych substancji, jako produktu niecałkowitego spalania paliwa w cylindrach – rys. 3.3.



Rys. 3.3. Wżery erozyjne na łopatkach kierowniczych dyfuzora sprężarki

Oba niekorzystne zjawiska są przyczyną zużywania się powierzchni kanałów przepływowych, zmiany geometrii i kształtu kanałów międzyłopatkowych sprężarki i turbiny, a także zwiększenia (nawet kilkukrotnego) chropowatości powierzchni. W konsekwencji wzrastają straty hydrauliczne przepływu czynnika roboczego w układzie turbodoładowania, przy znacznym pogorszeniu jego cech dynamicznych. Wzrastają inercje w układzie mechanicznym i gazodynamicznym, ze wszystkimi tego konsekwencjami.

4. PODSTAWY TEORETYCZNE

PRZEPŁYWU SPALIN W KANAŁE ZASILAJĄCYM TURBOSPRĘŻARKĘ

W badaniach diagnostycznych pulsacyjnych układów doładowania silników okrętowych zachodzi konieczność identyfikacji przebiegu zmienności dysponowanej energii impulsów ciśnienia spalin wylotowych zasilających turbosprężarkę w czasie trwania jednego cyklu roboczego. Na podstawie pomiarów chwilowych wartości ciśnienia spiętrzenia p_1^* i chwilowych wartości ciśnienia statycznego p_1 , p_2 zarejestrowanych w dwóch przekrojach kontrolnych 1 i 2 kanału spalin wylotowych znajdujących się od

siebie w odległości L – rys.4.1, wyznacza się prędkość rozchodzenia się szczytowej amplitudy fal ciśnienia spalin powstających po otwarciu kolejnych zaworów wylotowych cylindrów silnika:

$$v_f = \frac{L}{\tau_f} \quad (1)$$

gdzie: τ_f - czas przemieszczenia się szczytowej amplitudy fali ciśnienia spalin od przekroju kontrolnego 1 do 2 kanału przepływowego.

Daje to w rezultacie możliwość opracowania tzw. charakterystyki energetycznej kanału zasilającego, która ulega rozwarstwieniu w miarę postępującego procesu degradacji eksploatacyjnej elementów struktury konstrukcyjnej silnika. Stopień rozwarstwienia charakterystyki energetycznej może stanowić istotne źródło informacji diagnostycznej o stanie technicznym układu wymiany ładunku w silniku oraz jego turbosprężarki.

Chwilowe wartości energii impulsów ciśnienia spalin opuszczających cylindry silnika oscylują wokół średniej wartości stałej dla ustalonego zakresu obciążenia, według złożonej funkcji okresowej, z częstotliwością pierwszej harmonicznej opisanej zależnością:

$$f_1 = 2 \frac{i\omega}{m} \quad (2)$$

gdzie: i – liczba cylindrów zasilających kanał przepływowy, ω - prędkość kątowa wału korbowego silnika, m – liczba suwów przypadająca na jeden cykl pracy silnika.

W kolejnych etapach obliczeń wyznacza się chwilowe wartości parametrów gazodynamicznych w wydzielonej objętości kontrolnej kanału przepływowego:

- prędkości rozprzestrzeniania się szczytowej amplitudy fali ciśnienia v_f , która jest sumą chwilowych wartości prędkości dźwięku a i prędkości przepływu spalin w kanale c :

$$v_f = a + c \quad (3)$$

- liczby Macha, wykorzystując zależności przemiany izentropowej, umownie realizowanej przy spiętrzaniu strumienia spalin w przepływie poddźwiękowym:

$$M_a = \sqrt{\frac{2 \left[\left(\frac{p_1^*}{p_1} \right)^{\frac{\chi-1}{\chi}} - 1 \right]}{\chi - 1}} \quad (4)$$

- temperatury spalin:

$$T_{sp} = \frac{v_f^2}{\chi R (M_a + 1)^2} \quad (5)$$

- prędkości przepływu spalin w kanale i prędkości dźwięku w spalinach:

$$c = M_a \frac{L}{\tau(M_a + 1)} \quad (6)$$

$$a = \sqrt{\chi R T_{sp}} \quad (7)$$

➤ gęstości spalin:

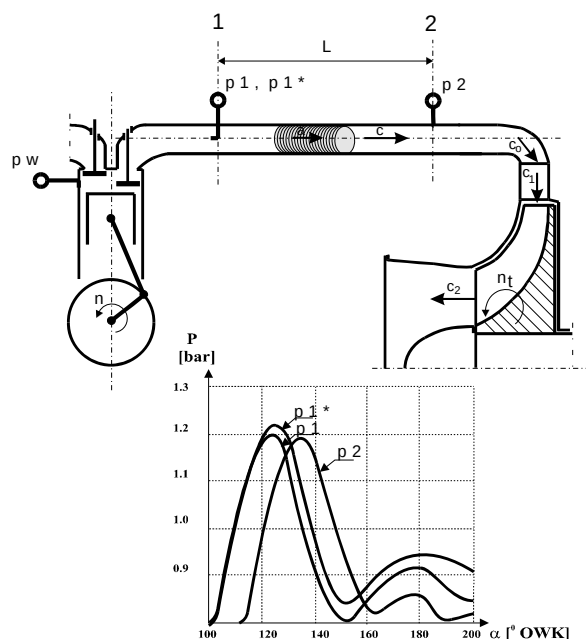
$$\rho_{sp} = \frac{p_1}{R_{sp} T_{sp}} \quad (8)$$

➤ masowego natężenia przepływu spalin:

$$\dot{m}_{sp} = A_p c \rho_{sp} \quad (9)$$

➤ oraz uśrednioną w obrębie jednego cyklu roboczego silnika wartość entalpii impulsu ciśnienia spalin wylotowych:

$$\bar{H}_{imp} = \int_0^{\tau} \dot{m}_{sp} c_{psp} T_{sp} d\tau \quad (10)$$

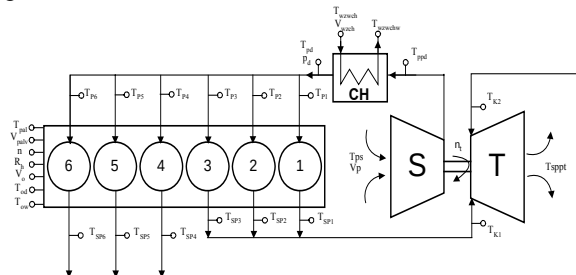


Rys. 4.1. Pomiar chwilowych wartości ciśnienia w kanale spalin wylotowych zasilających turbosprężarkę silnika

5. OBIEKT BADANIA

Przedmiotem badania jest układ turbodoładowania czterosuwowego sześciocyndrowego silnika Sulzer typu 6AL20/24 z pulsacyjnym zasilaniem turbiny Napier C-045C pracującej w tzw. systemie Buchi i chłodzeniem powietrza doładowującego – rys.5.1. W skład rozpatrywanego układu wchodzi następujące podzespoły: zespół wirnikowy turbosprężarki z turbiną T i sprężarką promieniową S , kanały przepływowe powietrza i spalin, chłodnica powietrza doładowującego silnik CH . Na schemacie zaznaczono również miejsca pomiaru parametrów wolnozmiennych silnika dokonywanych standardowo przy pomocy zestawu pomiarowo-rejestrującego, opracowanego specjalnie w tym celu

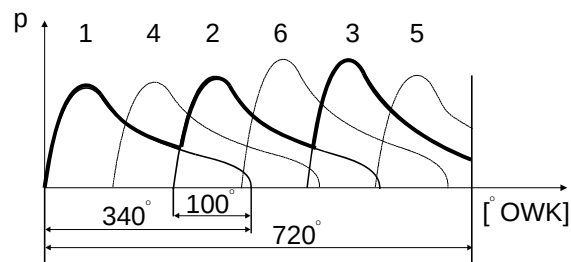
w Instytucie Technicznej Eksploatacji Okrętów Akademii Marynarki Wojennej. Rejestracja wartości parametrów odbywa się z częstotliwością próbkowania 10 Hz.



Rys. 5.1. Schemat układu turbodoładowania silnika Sulzer typu 6AL20/24

Pojedynczy układ doładowania silnika, o kolejności wtrysku paliwa 1-4-2-6-3-5, wyposażony jest w turbinę promieniową z dwukanałowym pulsacyjnym zasilaniem spalinami. Przebieg zmienności ciśnienia spalin w kanałach przed turbiną ma charakter zbliżony do przedstawionego na rys.5.2. Takie rozwiązanie, w którym otwarcie zaworu wylotowego trwa $\alpha_w = 340^\circ$ obrotu wału korbowego, zapewnia korzystny efekt nakładania się impulsów fali ciśnienia z dwóch cylindrów przez $\alpha_w = 100^\circ$ OWK. Dzięki temu w kanałach wylotowych najniższe ciśnienie spalin jest wyższe od przeciwcisnienia wylotu. Uzyskuje się w ten sposób poprawę sprawności turbiny, jednak odbywa się to kosztem większych nakładów pracy na usuwanie spalin (większe jest przeciwcisnienie w kanale wylotu spalin).

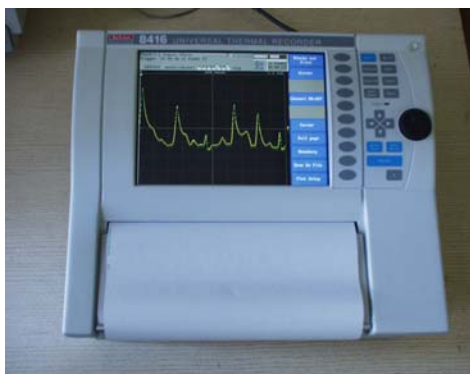
Z przebiegu krzywych na rys.5.2. widoczne jest również pewne zmniejszenie amplitud przepływających fal ciśnienia spalin z cylindrów położonych w środkowej części kanałów wylotowych, blisko turbiny, w stosunku do cylindrów, których ujścia do wspólnego kanału wylotowego są najbardziej oddalone od turbiny. Zjawisko to wynika z charakteru procesu rozprężania spalin z cylindrów środkowych, gdzie rozprężanie spalin odbywa się w obu kierunkach: do turbiny i do początku kanału, co jest połączone ze znaczną stratą energii. Jest ona tym większa im większa jest objętość bocznych odgałęzień kanału połączeniowego [3].



Rys.5.2. Przebieg zmienności ciśnienia spalin w kanałach spalin wylotowych przed turbiną silnika Sulzer typu 6AL20/24

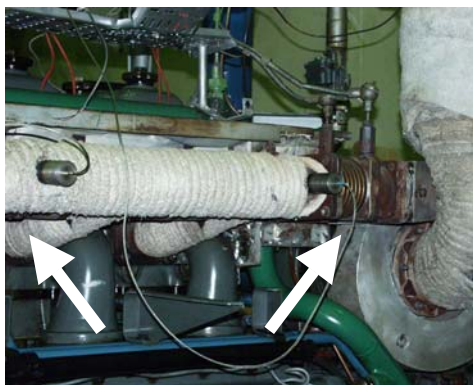
6. APARATURA POMIAROWA

Specyfika badania szybkozmiennych procesów gazodynamicznych w układzie zasilania turbosprężarki silnika okrętowego narzuca konieczność wykorzystania wysokiej klasy aparatury pomiarowej. Do badania zastosowano rejestrator cyfrowy typu SEFRAM 8416, dający możliwość jednoczesnego pomiaru i automatycznej rejestracji 16 parametrów kontrolnych z częstotliwością próbkowania do 250 kHz – rys. 6.1.



Rys. 6.1. Widok rejestratora cyfrowego SEFRAM 8416 – zapis przebiegu zmienności ciśnienia spalin w kanale zasilającym turbosprężarkę

Do pomiaru ciśnień w zbiorczym kanale spalin wylotowych zasilających turbosprężarkę silnika zastosowano dwa czujniki światłowodowe firmy OPTRAND typu C11294-Q o zakresie pomiarowym 0-7 bar i klasie dokładności 1.0 – rys.6.2. Wielką zaletą tego typu czujników jest ich znikoma inercyjność 15-50 kHz ($T=60\mu s$).



Rys. 6.2. Pomiar ciśnienia spalin w kanale zasilającym turbosprężarkę

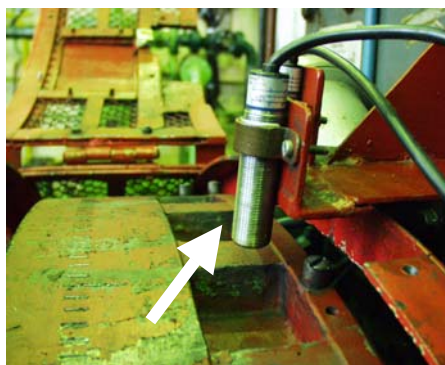
Do indykowania ciśnienia wewnątrzcyldrowego wykonano specjalny kanał pomiarowy do komory spalania cylindra nr 6, w którym zamontowano również światłowodowy czujnik ciśnienia firmy OPTRAND typu C31294-Q o zakresie pomiarowym 0 - 200 bar i klasie dokładności 1.0 – rys.6.3.

Pomiar prędkości obrotowej wału korbowego silnika dokonywany był czujnikiem indukcyjnym ze znacznika na kole zamachowym. Zakres pomiarowy

do 800 obr/min, przy klasie dokładności 0.1 – rys.6.4. Natomiast pomiar prędkości obrotowej wirnika turbosprężarki dokonywany był czujnikiem magnetoelektrycznym, wykorzystując dwa impulsy znaczników zamontowanych na wale sprężarki. Zakres pomiarowy do 40000 obr/min, przy klasie dokładności 0.5 – rys.6.5.



Rys.6.3. Miejsce zamontowania czujnika ciśnienia wewnątrzcyldrowego



Rys. 6.4. Pomiar prędkości obrotowej wału korbowego silnika



Rys. 6.5. Pomiar prędkości obrotowej wirnika turbosprężarki

7. PRZEBIEG BADANIA

Celem badań było dokonanie wstępnej oceny wpływu zmian stanu technicznego silnika na prędkość rozchodzenia się fali ciśnienia spalin w kanale zasilającym turbosprężarkę.

Realizacja eksperymentu polegała na zakłóceniu ustalonej pracy silnika na obciążeniu $0.4 P_{nom}$ poprzez wyłączenie z pracy jednego cylindra, przy zablokowanej listwie paliwowej. W ten sposób zasymulowano pracę silnika w stanie częściowej zdadności technicznej. Jednocześnie dokonywano pomiarów parametrów gazodynamicznych (częstotliwość próbkowania 20 kHz) obejmujące:

- ciśnienie wewnątrz cylindrowe układu nr 6, p_{w6} ,
- ciśnienie dynamiczne w przekroju kontrolnym 1 kanału połączeniowego, p_{1dyn}
- ciśnienie statyczne w dwóch przekrojach kontrolnych 1 i 2 kanału połączeniowego znajdujących się od siebie w odległości $L=0.583\text{ m}$, p_1, p_2 ,
- prędkość obrotową wału korbowego silnika, n ,
- prędkość obrotową wirnika turbosprężarki, n_t ,

które przeprowadzono w dwóch stanach silnika różnych od siebie:

- stan pełnej zdadności technicznej, tzw. odniesieniowy, przy nominalnym wyregulowaniu elementów sterujących,
- stan częściowej zdadności technicznej – przy wyłączonym z pracy jednym cylindrze.

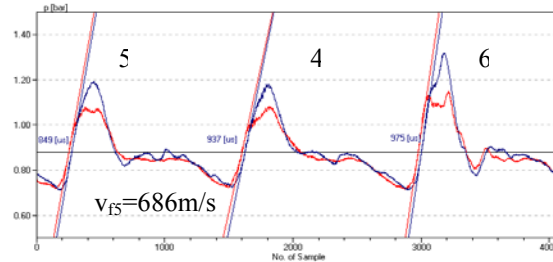
7.1. Analiza gazodynamiczna zarejestrowanych przebiegów

W wyniku przeprowadzonych badań uzyskano przebiegi w funkcji czasu parametrów gazodynamicznych charakteryzujących stan energetyczny kanału zasilającego turbosprężarkę, jako odpowiedź na wprowadzone zakłócenie funkcjonowania silnika – wyłączenie z pracy cylindra nr 6. Na rys. 7.1 i 7.2 przedstawiono zarejestrowane podczas pomiarów przebiegi zmian ciśnienia spalin w wydzielonej objętości kontrolnej rozpatrywanego kanału. Przebiegi cechują deformacje, wynikające z błędów pomiaru oraz zakłóceń, związanych głównie ze zjawiskiem odbijania i nakładania się fal ciśnienia, działania regulatora prędkości obrotowej silnika itd.[3].

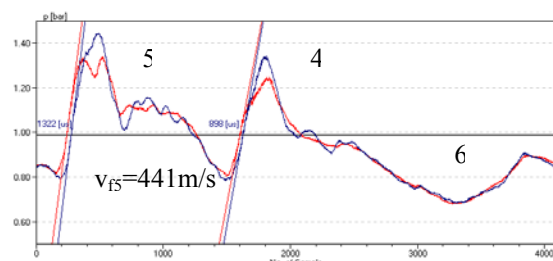
W celu odtworzenia wiarygodnych przebiegów konieczne jest zminimalizowanie wpływu czynników je zniekształcających, poprzez uśrednianie w dziedzinie kąta obrotu wału korbowego. Z dowolnej liczby kolejnych cykli pracy silnika (każdy cykl obejmuje dwa obroty wału korbowego) utworzono jeden przebieg uśredniony, a następnie wyznaczono średni czas przemieszczenia się narastającego zbocza impulsu fali ciśnienia spalin dla każdego cylindra, przyjmując ten parametr jako substytut czasu przemieszczania się szczytowej amplitudy adekwatnej fali ciśnienia spalin.

Z zarejestrowanych przebiegów wynika, że wyłączenie z pracy jednego cylindra wywołuje

ilościowe i jakościowe zmiany pulsacji ciśnienia spalin w kanale zasilającym turbinę. Wyniki badań dowodzą, że nastąpiła istotna zmiana charakteru impulsów



Rys. 7.1. Przebiegi zmienności ciśnienia spalin w przekrojach kontrolnych 1 i 2 kanału zasilającego turbosprężarkę silnika Sulzer 6AL20/24 w stanie pełnej zdadności technicznej



Rys. 7.2. Przebiegi zmienności ciśnienia spalin w przekrojach kontrolnych 1 i 2 kanału zasilającego turbosprężarkę silnika Sulzer 6AL20/24 w stanie częściowej zdadności technicznej – przy wyłączonym z pracy cylindrze nr 6

ciśnienia spalin sprzężonych z cylindrami 4 i 5, które zostały dociążone (wzrosły amplitudy impulsów). Sądzić należy, że spowodowane jest to pogorszeniem warunków wtrysku i spalania paliwa w tych cylindrach.

Z zarejestrowanych przebiegów wynika również, że istnieje korelacja pomiędzy dawką paliwa zasilającego dany układ cylindrowy a amplitudą odpowiedniego (sprzężonego z nim) impulsu ciśnienia spalin w kanale. Zaobserwowane zjawisko „zapadania się” amplitudy impulsu ciśnienia (rys.7.2) wywołane jest najprawdopodobniej efektem cofnięcia się spalin do cylindra w okresie otwarcia zaworów wylotowych oraz interferencją fal ciśnienia pierwotnych i odbitych od dyszy turbiny [3,9].

Oceniając wpływ symulowanego defektu na prędkość rozchodzenia się fali ciśnienia spalin w kanale można wnioskować, że wywołał prawie 70% spadek jej wartości. Spadła energia kinetyczna spalin zasilających turbinę, zmniejszyła się prędkość obrotowa wirnika turbosprężarki, a zatem również wydajność sprężarki. Miało to oczywiście bardzo istotny wpływ na parametry powietrza doładowującego silnik, na warunki wymiany ładunku w cylindrach oraz proces spalania.

Istotną trudnością podczas realizacji obliczeń parametrów gazodynamicznych jest precyzyjne i w pełni zautomatyzowane określenie przesunięcia

fazowego impulsu ciśnienia spalin przemieszczającego się pomiędzy przekrojami kontrolnymi badanego kanału przepływowego. Na tym etapie realizacji badań zaproponowano wykorzystanie odległości pomiędzy stycznymi do porównywanych przebiegów zmienności ciśnienia spalin, w punktach odpowiadających tej samej, ustalonej (bazowej) jego wartości.

Dla pogłębienia ilościowej analizy procesu przepływu spalin w pulsacyjnym układzie doładowania rozpatrywanego silnika, w tabeli 1

zestawiono chwilowe wartości parametrów gazodynamicznych charakteryzujących przepływ impulsu ciśnienia spalin sprężonego z cylindrem nr 5 (określone w chwili τ_{imp5}) w wydzielonej objętości kontrolnej kanału zasilającego turbosprężarkę. Są to wartości uśrednione na długości kanału, wyznaczone według algorytmu obliczeniowego opisanego w rozdziale 4 niniejszego opracowania.

Tabela 1.

Chwilowe wartości parametrów gazodynamicznych charakteryzujących przepływ impulsu ciśnienia spalin sprężonego z cylindrem nr 5 w wydzielonej objętości kontrolnej kanału zasilającego turbosprężarkę (wartości uśrednione na długości kanału)

Parametr	τ_f	v_f	p_1	p^*_1	Ma	T_{sp}	c	a	ρ	$\dot{m}_{sp}$	h_{sp}	$\dot{H}_{imp}$
Zakres pracy	s^{-3}	m/s	bar	bar	-	K	m/s	m/s	kg/m ³	kg/s	kJ/kg	kW
0.4P _{nom}	0.849	686.7	1.20	1.21	0.1097	1238.2	67.8	618.8	0.622	0.212	1007.6	213.6
0.25P _{nom} (wyl. cyl. 6)	1.322	441.0	1.43	1.44	0.1048	683.6	41.8	399.2	1.243	0.261	428.6	111.8

Aktualnie prowadzone badania skupione są wokół doskonalenia techniki pomiarowej oraz metod „obróbki” matematycznej i diagnostycznego wykorzystania uzyskanych wyników pomiarów. Prognozuje się, że zmiana czasu przemieszczania się impulsów fal ciśnienia w kanale spalin wylotowych przed dyszą turbiny może stanowić adekwatny parametr diagnostyczny w ocenie stanu technicznego układów cylindrowych oraz układu turbodoładowania silnika.

7.2. Analiza widmowa zarejestrowanych przebiegów

Układ wylotu spalin silnika AL20/24 podzielony jest na dwa kanały przepływowe zasilające bezpośrednio (pulsacyjnie) turbosprężarkę – rys.5.1. Pierwszy kanał obejmuje cylindry 1, 2 i 3 – drugi zaś cylindry 4, 5 i 6. Biorąc pod uwagę kolejność zapłonów tego silnika (1-4-2-6-3-5) i fakt, że jest to silnik czterosurowy, można zauważyć, że impulsy ciśnienia spalin z poszczególnych cylindrów grupy do kanału przepływowego będą miały miejsce w równych wartościach kątowych obrotu wału korbowego:

$$\Delta\alpha = \frac{2}{3}\pi \quad (11)$$

lub dla przypadku ogólnego:

$$\Delta\alpha = \frac{m}{i} \frac{\pi}{2} \quad (12)$$

Zarejestrowane przebiegi pulsacji ciśnienia spalin w kanale zasilającym turbosprężarkę poddano analizie częstotliwościowej. Ponieważ dane pomiarowe uzyskane w eksperymencie zostały zebrane w równych odcinkach czasu, są okresowe i ciągłe – spełniają zatem warunki Dirichleta co do możliwości przeprowadzenia analizy widmowej z

wykorzystaniem szybkiej transformaty Fouriera (FFT) [8]. W analizie tej najmniejsza częstotliwość jest nazywana częstotliwością podstawową (rzadziej pierwszą harmoniczną), a większe częstotliwości, które są całkowitymi wielokrotnościami częstotliwości podstawowej, są nazywane harmonicznymi. Tak więc przebieg pulsacji ciśnienia spalin w kanale zasilającym turbosprężarkę, jako sygnał okresowy o okresie $T=2\pi$ i częstotliwości kątowej $\omega=2\pi/T$, można opisać szeregiem trygonometrycznym:

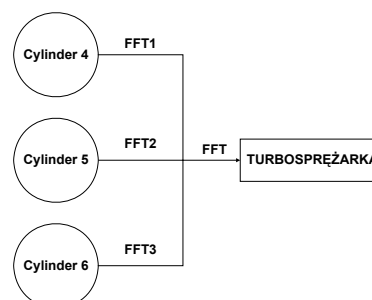
$$y(t) = A_0 + \sum_{n=1}^{\infty} \left[A_n \cos\left(n \frac{2\pi}{T} t\right) + B_n \sin\left(n \frac{2\pi}{T} t\right) \right] \quad (13)$$

gdzie:

A_0 – składowa stała sygnału,

A_n , B_n – amplituda odpowiednio: składowej rzeczywistej i składowej urojonej n -tej harmonicznej sygnału okresowego.

Założono następujący model rozkładu harmonicznych pulsacji ciśnienia spalin w kanale zasilającym turbosprężarkę – rys. 7.3.



Rys. 7.3. Model rozkładu harmonicznych pulsacji ciśnienia spalin w kanale zasilającym turbosprężarkę

FFT1, FFT2, FFT3 – składowe harmoniczne pulsacji ciśnień z poszczególnych cylindrów
 FFT – sumaryczny rozkład harmonicznych.

Składowe harmoniczne pulsacji ciśnień z poszczególnych cylindrów (FFT1, FFT2, FFT3) można zsumować uwzględniając fazę ich występowania. Sumaryczny rozkład harmonicznych został określony na rysunku 7.3 jako FFT.

Do dalszych rozważań przyjęto następujące oznaczenia:

A_{xy} – amplituda składowej rzeczywistej n-tej harmonicznej pulsacji ciśnienia spalin,

B_{xy} – amplituda składowej urojonej n-tej harmonicznej pulsacji ciśnienia spalin,

$x = 1, 2, 3, \dots i$ – numer rozpatrywanego cylindra

$y = 1, 2, 3, \dots n$ – rząd harmonicznej

I tak szereg Fouriera dla przebiegu pulsacji ciśnienia spalin od pierwszego cylindra (z pominięciem składowej stałej) przybiera następującą postać:

$$\begin{aligned} y_1(t) = & A_{11} \cos\left(\frac{2\pi}{T}t\right) + B_{11} \sin\left(\frac{2\pi}{T}t\right) + \\ & + A_{12} \cos\left(2\frac{2\pi}{T}t\right) + B_{12} \sin\left(2\frac{2\pi}{T}t\right) + \\ & + A_{13} \cos\left(3\frac{2\pi}{T}t\right) + B_{13} \sin\left(3\frac{2\pi}{T}t\right) + A_{14} \cos\left(4\frac{2\pi}{T}t\right) + \\ & + B_{14} \sin\left(4\frac{2\pi}{T}t\right) + \dots \end{aligned} \quad (14)$$

od drugiego cylindra:

$$\begin{aligned} y_2(t) = & A_{21} \cos\left(\frac{2\pi}{T}t + \Delta\alpha\right) + B_{21} \sin\left(\frac{2\pi}{T}t + \Delta\alpha\right) + \\ & + A_{22} \cos\left(2\frac{2\pi}{T}t + \Delta\alpha\right) + B_{22} \sin\left(2\frac{2\pi}{T}t + \Delta\alpha\right) + \\ & + A_{23} \cos\left(3\frac{2\pi}{T}t + \Delta\alpha\right) + B_{23} \sin\left(3\frac{2\pi}{T}t + \Delta\alpha\right) + \\ & + A_{24} \cos\left(4\frac{2\pi}{T}t + \Delta\alpha\right) + B_{24} \sin\left(4\frac{2\pi}{T}t + \Delta\alpha\right) + \dots \end{aligned} \quad (15)$$

od trzeciego cylindra:

$$\begin{aligned} y_3(t) = & A_{31} \cos\left(\frac{2\pi}{T}t + 2\Delta\alpha\right) + B_{31} \sin\left(\frac{2\pi}{T}t + 2\Delta\alpha\right) + A_{32} \\ & + B_{32} \sin\left(2\frac{2\pi}{T}t + 2\Delta\alpha\right) + A_{33} \cos\left(3\frac{2\pi}{T}t + 2\Delta\alpha\right) + B_{33} \sin\left(3\frac{2\pi}{T}t + 2\Delta\alpha\right) + \\ & + A_{34} \cos\left(4\frac{2\pi}{T}t + 2\Delta\alpha\right) + B_{34} \sin\left(4\frac{2\pi}{T}t + 2\Delta\alpha\right) + \dots \end{aligned} \quad (16)$$

w kanale zbiorczym:

$$y(t) = y_1(t) + y_2(t) + y_3(t) \quad (17)$$

Korzystając z podstawowych funkcji trygonometrycznych można wykazać, że dla równości amplitud:

$$A_{1y} = A_{2y} = A_{3y} \quad (18)$$

$$B_{1y} = B_{2y} = B_{3y} \quad (19)$$

widmo częstotliwości będzie zawierało tylko częstotliwości harmoniczne będące wielokrotnością liczby cylindrów pracujących na jeden kanał zasilający turbosprężarkę. W przypadku silnika 6AL20/24 będą to harmoniczne: 3, 6, 9.. itd. W przypadku kiedy amplitudy sygnałów składowych będą od siebie różne – w widmie częstotliwości pojawiają się pozostałe harmoniczne.

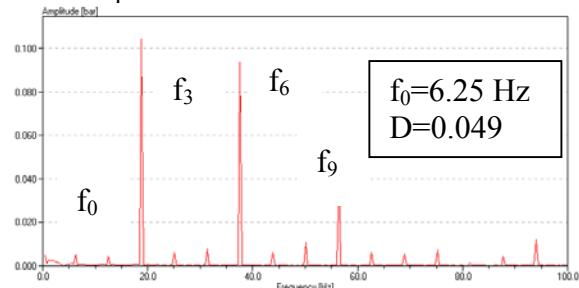
Widma amplitudowe pulsacji ciśnienia spalin w kanale zasilającym turbosprężarkę uzyskane w wyniku analizy FFT dla analizowanych stanów pracy silnika przedstawiono na rys.7.4 i 7.5.

Częstotliwość podstawową drgań generowanych przez siły gazowe, odniesioną do liczby cykli pracy poszczególnych układów cylindrowych, wyznacza się z zależności:

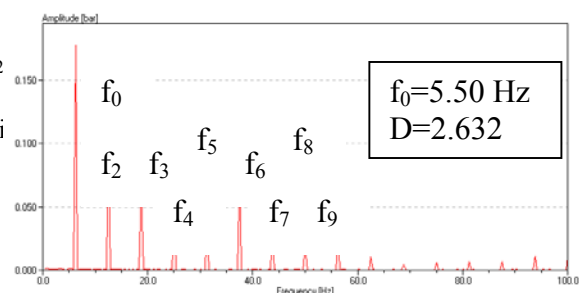
$$f_0 = \frac{n}{60k} \quad (20)$$

gdzie: k – liczba obrotów przypadająca na jeden cykl pracy silnika (dla silnika czterosuwowego $k=2$).

Z danych liczbowych na charakterystykach częstotliwościowych wynika, że zakłócenie funkcjonowania silnika polegające na wyłączeniu z pracy jednego cylindra powoduje niepożądane zagęszczenie widma amplitudowego pulsacji ciśnienia spalin w kanale



Rys.7.4. Widmo amplitudowe pulsacji ciśnienia spalin w kanale zasilającym turbosprężarkę silnika Sulzer 6AL20/24 w pełnej zdatości technicznej



Rys.7.5. Widmo amplitudowe pulsacji ciśnienia spalin w kanale zasilającym turbosprężarkę silnika Sulzer 6AL20/24 w stanie zdatości częściowej – przy wyłączonym z pracy cylindrze nr 6

zasilającym turbosprężarkę. Dodatkowo zaobserwowano, że w widmie tym dominuje amplituda częstotliwości podstawowej, co świadczy o znacznym niezrównoważeniu sił gazowych w cylindrach silnika, działających z jednej strony na układ korbowy (poprzez tłok), z drugiej zaś – na głowicę i blok cylindrowy (poprzez tuleję cylindrową). Niezrównoważone siły gazowe potęgują destrukcyjne oddziaływanie na konstrukcję silnika niezrównoważonych sił bezwładności pochodzących od mas wykonujących ruch obrotowy i ruch posuwisto-zwrotny.

W celu przeprowadzenia ilościowej oceny tego zjawiska, dla analizowanego rozwiązania układu turbodoładowania silnika okrętowego (3 cylindry pracujące na wspólny kanał spalin wylotowych zasilających turbosprężarkę) proponuje się przyjęcie miary diagnostycznej wyznaczonej z następującej formuły:

$$D = \frac{A_0}{A_3} \quad (21)$$

gdzie: A_0 – amplituda częstotliwości podstawowej od cykli pracy silnika,

A_3 – amplituda 3 harmonicznej od cykli pracy silnika.

Śledzenie trendu zmian wartości tak zdefiniowanego parametru diagnostycznego w procesie eksploatacji silnika umożliwi ocenę stanu technicznego elementów układu TPC oraz układu turbodoładowania. Jest to szczególnie istotna zaleta dla silników (nie tylko okrętowych) nie wyposażonych standardowo w zawory indykatorowe.

8. WNIOSKI

Na podstawie wyników wstępnego badania eksperymentalnego procesu przepływu spalin w kanale zasilającym pulsacyjny układ doładowania czterosuwowego silnika okrętowego, w oparciu o analizę gazodynamiczną i widmową zarejestrowanych przebiegów czasowych i częstotliwościowych zmienności ciśnienia spalin w dwóch charakterystycznych przekrojach kontrolnych kanału zasilającego turbosprężarkę oceniono w sposób pośredni przebieg procesu spalania w cylindrach.

Opracowana metoda widmowej identyfikacji przebiegu procesów gazodynamicznych w kanale spalin wylotowych do turbosprężarki może być alternatywnie stosowana w diagnostyce silników okrętowych (i nie tylko), w przypadku braku możliwości bezpośredniego pomiaru ciśnień wewnątrz cylindrowych (braku zaworów indykatorowych).

W artykule zaproponowano przyjęcie dwóch miar diagnostycznych w ocenie stanu technicznego układów cylindrowych i turbodoładowania silnika: prędkości rozchodzenia się fali ciśnienia spalin

w kanale (w analizie gazodynamicznej) oraz stosunek amplitud częstotliwości 3 harmonicznej i częstotliwości podstawowej od cyklu pracy silnika (w analizie drganiowej).

Powyższe wyniki zachęcają do prowadzenia dalszych badań eksperymentalnych w zakresie wpływu regulacji układu zasilania i rozrządu silnika oraz wpływu zmian w strukturze konstrukcyjnej dyszy turbiny (symulowane będą zanieczyszczenia kanałów międzyłopatkowych) na zdefiniowane miary diagnostyczne.

LITERATURA

1. KORDZIŃSKI C.: *Układy wylotowe szybkoobrotowych silników spalinowych*. WKiŁ, Warszawa 1964.
2. KORDZIŃSKI C., ŚRODULSKI T.: *Układy dolotowe silników spalinowych*. WKiŁ, Warszawa 1968.
3. KORDZIŃSKI C., ŚRODULSKI T.: *Silniki spalinowe z turbodoładowaniem*. WNT, Warszawa 1970.
4. КОСТИН А.К., ПУГАЧЕВ Б.П., КОЧИНЕВ Ю.Ю. *Работа дизелей в условиях эксплуатации*. Машиностроение, Ленинград 1989.
5. KOWALEWICZ A.: *Doładowanie silników spalinowych*. Radom 1998.
6. MYSŁOWSKI J.: *Doładowanie bezsprężarkowe silników z zapłonem samoczynnym*. WNT, Warszawa 1995.
7. MYSŁOWSKI J.: *Doładowanie dynamiczne silników spalinowych – częstotliwość drgań własnych w układzie dolotowym*. Auto-Technika Motoryzacyjna. Kwartalnik naukowo-techniczny nr 2/1994.
8. OZIMEK E.: *Podstawy teoretyczne analizy widmowej sygnałów*. PWN Poznań 1985.
9. SOBIESZCZAŃSKI M.: *Modelowanie procesów zasilania w silnikach spalinowych*. WKiŁ, Warszawa 2000.
10. WISŁOCKI K.: *Systemy doładowania szybkoobrotowych silników spalinowych*. WKiŁ, Warszawa 1991.



Dr hab. inż. Zbigniew Korczewski jest profesorem nadzwyczajnym Akademii Marynarki Wojennej. Kieruje Instytutem Technicznej Eksploatacji Okrętów. W ramach działalności naukowej zajmuje się badaniami napędów okrętowych.

Specjalizuje się w diagnozowaniu silników spalinowych. Jest autorem ponad 80 publikacji przedstawianych na konferencjach naukowych w kraju i zagranicą.



**VI Krajowa Konferencja
Naukowo-Techniczna
Diagnostyka Procesów
Przemysłowych
DPP'2003
Władysławowo**

W dniach 15-17 września 2003 roku odbyła się we Władysławowie na terenie Ośrodka Przygotowań Olimpijskich w Cetniewie *szósta Krajowa Konferencja Naukowo-Techniczna Diagnostyka Procesów Przemysłowych DPP'2003*. Ma ona już dziewięcioletnią tradycję. Konferencja organizowana jest cyklicznie począwszy od 1996 roku przez trzy ośrodki akademickie Politechnikę Gdańską (Wydział Elektroniki Telekomunikacji i Informatyki), Politechnikę Warszawską (Instytut Automatyki i Robotyki) oraz Uniwersytet Zielonogórski (Instytut Sterowania i Systemów Informatycznych). Były to początkowo coroczne zjazdy naukowe, które od 1999 roku odbywają się w cyklu dwuletnim. Patronat nad Konferencją objęła **Polska Akademia Nauk, Komitet Automatyki i Robotyki oraz Towarzystwo Konsultantów Polskich**. Nad jakością prezentowanych recenzowanych prac pieczę sprawował Komitet Naukowy złożony z trzydziestu profesorów: Z. Kowalczyk, (Przewodniczący) J. Korbicz oraz J. M. Kościelny (Współprzewodniczący), Z. Banaszak, S. Bańka, W. Batko, P. Bielawski, M. Brdyś, M. Busłowicz, L. Lipińska, W. Cholewa, J. Duda, J. Jagielski, W. Jędruch, I. Józwiak, J. Kałuski, K. Kozłowski, H. Krawczyk, A. Królikowski, A. Ligęza, K. Malinowski, W. Moczulski, S. Radkowski, E. Rafajłowicz, L. Rutkowski, P. Szczepaniak, T. Szmuc, A. Świerniak, P. Tatjewski, D. Uciński, T. Uhl, B. Wiszniewski, M. Wysocki, specjalizujących się w różnych dziedzinach zastosowań diagnostyki, reprezentujących uczelnie techniczne z Białegostoku, Częstochowy, Gdańska, Gliwic, Krakowa, Łodzi, Poznania, Rzeszowa, Szczecina, Warszawy, Wrocławia i Zielonej Góry. Organizatorem konferencji była Politechnika Gdańska oraz Towarzystwo Konsultantów Polskich. Przewodniczącym Komitetu Organizacyjnego był dr P. Raczyński.

Zakres tematyczny konferencji odpowiada tematyce międzynarodowych sympozjów nt. „Fault Detection, Supervision and Safety for Technical Processes - SAFEPROCESS” organizowanych pod auspicjami międzynarodowej federacji automatyki - IFAC.

Głównym celem konferencji jest rozwiązywanie naukowych i technicznych problemów związanych z diagnostyką procesów przemysłowych opierającą się na różnych metodach i technikach. Konferencja stanowi krajowe forum wymiany informacji naukowej i technicznej oraz doświadczeń inżynierskich w zakresie diagnostyki technicznej, która znajduje się na styku automatyki

i informatyki oraz innych dyscyplin inżynierskich. Ważnym zadaniem tego forum jest umożliwienie szerokiej i efektywnej integracji krajowych środowisk naukowych z inżynierami i technologami pracującymi różnych gałęziach przemysłu (energetyki, chemii, przemysłu maszynowego i spożywczego), jak również z producentami sprzętu i oprogramowania systemów diagnostycznych.

Tegoroczna edycja Konferencji zgromadziła 112 uczestników, którzy w trakcie dwa i pół dnia trwających obrad wysłuchali 88 referatów. Trzy referaty plenarne wygłosili zaproszeni goście:

- Obserwowalność, monitorowalność, oraz estymacja tolerująca błędy poprzez analizę strukturalną (Marcel Staroswiecki, Lille University)
- Wykorzystanie sygnału wibroakustycznego w diagnozowaniu wczesnych faz uszkodzeń (Stanisław Radkowski, Polit. Warszawska)
- Diagnostyka słuchu i zagrożeń hałasowych (Andrzej Czyżewski, P.G.)

Pozostałe 85 referatów wygłoszono w sekcjach tematycznych zatytułowanych:

- Systemy Komputerowe
- Systemy i Urządzenia
- Rozpoznawanie Obrazów
- Systemy Techniczne
- Metodologia Diagnostyki
- Modelowanie i Optymalizacja
- Systemy Doradcze
- Metody Analityczne
- Sztuczna Inteligencja

którym przewodniczyli: Z. Kowalczyk, J. Korbicz, J.M. Kościelny, J. Balicki, Z. Banaszak, P. Bielawski, L. Lipińska, W. Cholewa, J. Jagielski, W. Jędruch, A. Królikowski, A. Ligęza, W. Moczulski, A. Pieczyński, S. Radkowski, L. Rutkowski, D. Uciński, B. Wiszniewski, M. Wysocki. Ponadto prof. H. Krawczyk oraz B. Wiszniewski przygotowali Obrady Okrągłego Stołu nt. „Wyzwań diagnostyki”, które spotkały się z dużym zainteresowaniem oraz żywą reakcją uczestników konferencji DPP.

Organizatorzy dołożyli wszelkich starań, aby zapewnić sprawny i atrakcyjny przebieg konferencji. Specjalną wagę Komitet Naukowy DPP przykładają do kształcenia młodych kadr naukowych, zwłaszcza doktorantów, którym starano się zapewnić jak najbardziej sprzyjającą atmosferę.

Z przeprowadzonej wśród uczestników DPP ankiety wynika ogólnie bardzo wysoka ocena konferencji i jej kształtu. Szczególnym zainteresowaniem cieszy się Metodologia Diagnostyki, Systemy Doradcze i Systemy Techniczne, a zwłaszcza zastosowania Sztucznej Inteligencji. Uczestnicy DPP wśród przyszłych tematów okrągłego stołu widzą zagadnienia związane z praktyczną realizacją wdrożeń przemysłowych diagnostyki. Niektórzy ankietowani

sugerują rozszerzenie tematyki konferencji na obszar diagnostyki w biologii i medycynie. Zbiór referatów konferencyjnych (546 str.) został wydany pod redakcją prof. Z. Kowalczyka w postaci książki "Diagnostyka Procesów Przemysłowych" przez Pomorskie Wydawnictwo Naukowo-Techniczne (TKP) pod numerem ISBN 83-918663-0-0.

Pozostałe informacje oraz zdjęcia (fot. M. Kowalczyk, mgr inż. arch., PG) z przebiegu konferencji można obejrzeć na stronie domowej Wydziału E.T.I.: <http://www.eti.pg.gda.pl/dpp>.

Zdzisław Kowalczyk



Pożegnalne zdjęcie uczestników Konferencji DPP'2003 we Władysławowie



Przewodniczący Komitetu Naukowego profesorowie od lewej Z. Kowalczyk, J. M. Kościelny i J. Korbicz oraz prezydent wykładu plenarnego prof. S. Radkowski



Wykład gościa konferencji prof. M. Staroswieckiego

WYDAWCA:

Polskie Towarzystwo Diagnostyki Technicznej
02-981 Warszawa, ul. Augustówka 5.

REDAKTOR NACZELNY:

prof. dr hab. inż. Ryszard Michalski

CZŁONKOWIE KOMITETU REDAKCYJNEGO:

dr inż. **Paweł Mikołajczak**
mgr inż. **Krzysztof Ligier**

REDAKCJA CZASOPISMA:

Uniwersytet Warmińsko Mazurski,
Katedra Eksploatacji Pojazdów i Maszyn
10-736 Olsztyn, ul. Oczapowskiego 11,
tel./fax (0-PREFIKS-89) 523-34-63
e-mail: diagnostyka@uwm.edu.pl

KONTO PTDT:

Bank Przemysłowo Handlowy S.A.
II O/ Warszawa
nr konta: 10601015-320000461123

Wszystkie opublikowane prace w czasopiśmie uzyskały pozytywne recenzje.

Redakcja zastrzega sobie prawo korekty nadesłanych artykułów.

Kolejność umieszczenia prac w czasopiśmie zależy od terminu ich nadesłania i otrzymania ostatecznej, pozytywnej recenzji.

Wytyczne do publikowania w DIAGNOSTYCE można znaleźć na stronie internetowej: <http://www.uwm.edu.pl/wnt/diagnostyka>

Redakcja informuje, że istnieje możliwość zamieszczania w DIAGNOSTYCE ogłoszeń i reklam.

Jednocześnie prosimy czytelników o nadsyłanie uwag i propozycji dotyczących formy i treści naszego czasopisma. Zachęcamy również wszystkich do czynnego udziału w jego kształtowaniu poprzez nadsyłanie własnych opracowań związanych z problematyką diagnostyki technicznej. Zwracamy się z prośbą o nadsyłanie informacji o wydanych własnych pracach nt. diagnostyki technicznej oraz innych pracach wartych przeczytania, dostępnych zarówno w kraju jak i zagranicą.